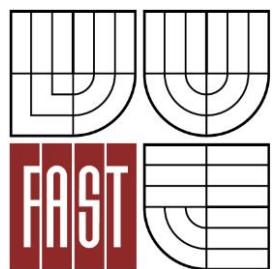




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV STAVEBNÍ MECHANIKY

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF STRUCTURAL MECHANICS

STATICKÁ ANALÝZA OCELOVÝCH SPOJŮ

STATIC ANALYSIS OF STEEL JOINTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JIŘÍ VOJTEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ROMAN GRATZA, Ph.D.

BRNO 2016



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	N3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3607T009 Konstrukce a dopravní stavby
Pracoviště	Ústav stavební mechaniky

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Diplomant	Bc. Jiří Vojtek
Název	Statická analýza ocelových spojů
Vedoucí diplomové práce	Ing. Roman Gratza, Ph.D.
Datum zadání diplomové práce	31. 3. 2015
Datum odevzdání diplomové práce	15. 1. 2016

V Brně dne 31. 3. 2015

.....
prof. Ing. Drahomír Novák, DrSc.
Vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

Jirásek, M., Zeman J. Přetváření a porušování materiálů. Dotvarování, plasticita, lom a poškození. Nakladatelství ČVUT, Praha: 2006.

ČSN EN 1993-1-8 Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-8: Navrhování styčníků, 2006.

Theory Reference - ANSYS, release 15.0

Zásady pro vypracování

Vypracovat přehled možností využití některých ocelových spojovacích prostředků včetně konstrukčních zásad. Ověřit statické chování vybraných ocelových spojů při různých způsobech namáhání. Jako prostředek pro statické řešení využít program založený na metodě konečných prvků. Získané výsledky porovnat s klasickými přístupy podle norem.

Předepsané přílohy

Licenční smlouva o zveřejňování vysokoškolských kvalifikačních prací

.....

Ing. Roman Gratza, Ph.D.

Vedoucí diplomové práce

Abstrakt

Vypracování konstrukčních zásad ocelových spojů. Tvorba konečně prvkových modelů v programu ANSYS, studie statického chování okolí otvoru pro šroub, otláčení šroubu a složek napětí svarového spoje. Porovnání s analytickými vzorci.

Klíčová slova

Ocelové spoje, šroubové spoje, svarové spoje, metoda konečných prvků, ANSYS, statická analýza, Hertzův kontakt.

Abstract

Elaboration of design principles of steel joints. Creation of the finite element model in ANSYS program, the study of static behaviour near the bolt hole, deformation of the screw and the stress components of the welded joint. Comparison with the analytical formulas.

Keywords

Steel joints, bolted joints, welded joints, finite element method, ANSYS, static analysis, Hertzian contact.

Bibliografická citace VŠKP

Bc. Jiří Vojtek *Statická analýza ocelových spojů*. Brno, 2016. 89 s., 0 s. příl.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav stavební
mechaniky. Vedoucí práce Ing. Roman Gratza, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 14.1.2016

.....
podpis autora

Bc. Jiří Vojtek

Poděkování:

Na tomto místě bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Romanu Gratzovi, Ph.D. z Ústavu stavební mechaniky za ochotu, vedení a rady při zpracovávání této práce. Obzvláště pak za chvíle, které byly kritické, že to se mnou nevzdal.

OBSAH

OBSAH.....	8
1 ÚVOD.....	10
2 SPOJE OCELOVÝCH KONSTRUKCÍ.....	12
2.1 Šroubové spoje	12
2.1.1 Základní geometrické rozměry šroubu.....	13
2.1.2 Rozteče otvorů pro šrouby	15
2.1.3 Materiál šroubů.....	16
2.1.4 Kategorie šroubových spojů.....	17
2.1.5 Třecí spoje.....	23
2.2 Svarové spoje	23
2.2.1 Svary tupé.....	24
2.2.2 Svary koutové	25
3 TEORIE VÝPOČTU NAPĚTÍ V OKOLÍ OTVORU	28
3.1 Maximální napětí na desce s otvorem	28
3.2 Otláčení šroubu v otvoru	30
4 STUDIE STATICKÉHO CHOVÁNÍ OTVORU PRO ŠROUB.....	33
4.1 Optimální rozdělení konečných prvků	33
4.1.1 Využití symetrie v úloze rovinné napjatosti.....	34
4.1.2 Využití symetrie v prostorové úloze	37
4.1.3 Ověření použitelnosti výhod symetrie	39
4.1.4 Rozdělení na plném modelu rovinné napjatosti	41
4.1.5 Rozdělení na plném modelu prostorové úlohy	43
4.1.6 Rozdělení prvků po tloušťce	44
4.2 Ověření napětí při změně vzdáleností od otvoru k okraji	46

5	OTLAČENÍ ŠROUBU	57
5.1	Ověření platnosti vzorců Hertzova kontaktu	57
5.1.1	<i>Kontakt válce s rovinou.....</i>	<i>58</i>
5.1.2	<i>Kontakt válce s válcovou prohlubní.....</i>	<i>62</i>
5.2	Aplikace Hertzova kontaktu na model stěny s otvorem.....	65
6	OVĚŘENÍ NAPĚTÍ KOUTOVÉHO SVARU	71
6.1	Rovnoběžná složka napětí koutového svaru	71
6.2	Závislost kolmých složek napětí na délce koutového svaru.....	77
7	ZÁVĚR.....	84
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	86
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	87

1 ÚVOD

Cena oceli neustále roste, proto je potřeba hledat nové způsoby, jak zatraktivnit a zefektivnit její používání. Kromě zefektivnění hlavních nosných prvků je potřeba sledovat i neméně důležitou část konstrukce, styčníky, neboli spoje těchto prvků. Mezi tradiční spoje kovových konstrukcí patří:

- šroubové a nýtové spoje,
- třecí spoje (vysokopevnostní šrouby),
- svarové spoje,
- lepené spoje.

V současné době se se používají převážně šroubové, třecí a svarové spoje. Nýtové spoje byly používány v minulosti, v dnešní době jsou nahrazovány spoji šroubovými. Lepené spoje nejsou moc rozšířené v důsledku nepřiliš prozkoumaného statického působení, ekonomické a technologické náročnosti [1].

Šroubový spoj (znázorněn na obr. 1.1) je základní a univerzální konstrukční prvek sloužící ke spojení dvou a více konstrukčních částí. Funkční podstatou je silový styk mezi spojovanými částmi v důsledku utažení šroubu a matice.



Obr. 1.1 Šroubový momentový spoj [2]

Svarový spoj (znázorněn na obr. 1.2) je takový, kdy během technologického procesu dochází ke spojování kovů za vzniku meziatomových vazeb, a to při působení tepla nebo tepla, tlaku a přídavného materiálu.



Obr. 1.2 Koutový svar [3]

V České republice se navrhování ocelových konstrukcí provádí obecně dle norem ČSN EN 1993. Spoje ocelových konstrukcí jsou řešeny konkrétně v normě ČSN EN 1993-1-8: Navrhování styčníků [4], kdy na tuto normu bude odkazováno dále v textu.

Tato diplomová práce je zaměřená právě na šroubové a svarové spoje. Kapitola 2 obsahuje základní geometrické rozměry, třídy pevnosti, konstrukční zásady a vzorce, podle kterých se postupuje při posuzování šroubových a svarových spojů. Kapitola 3 pojednává o teoretických vzorcích pro maximální hodnoty napětí v okolí otvoru pro šroub a při otlacení materiálu. Kapitola 4 a 5 poté navazuje na tyto teoretické vzorce, ověřováním jejich platnosti na konečně prvkových modelech v programu ANSYS. V kapitole 6 se tato práce zabývá koutovými svary, kde se ověřují vzorce pro rozklad napětí do jednotlivých složek a ověřuje jejich použitelnost ve výpočtech.

Mezi cíle této práce patří studie statického chování ocelových spojů, ověření platnosti obecně používaných vzorců a nalezení možných rezerv v únosnosti a napětích používaných vzorců pro posouzení ocelových spojů.

2 SPOJE OCELOVÝCH KONSTRUKCÍ

Tato diplomová práce se zaměřuje pouze na přehled konstrukčních zásad šroubových, třecích a svařovaných spojů, jelikož jsou v současné době nejpoužívanější. V této kapitole lze nalézt popis, základní geometrické rozměry, materiálové charakteristiky, konstrukční zásady a základní typy namáhání spojů ocelových konstrukcí.

2.1 Šroubové spoje

Šroubový spoj tvoří základní a univerzální konstrukční prvek, který je rozebíratelný, slouží ke spojování konstrukcí o dvou a více částech. Použití šroubového spoje je například u přípoju táhla na plech (například příhradová ztužidla), přípoje příčle a sloupu pomocí čelní desky, nebo montážní spoje stavebních konstrukcí. Mezi **výhody** šroubového spoje patří:

- jednoduchost montáže,
- snadná demontáž nebo výměna opotřeбенých součástí.

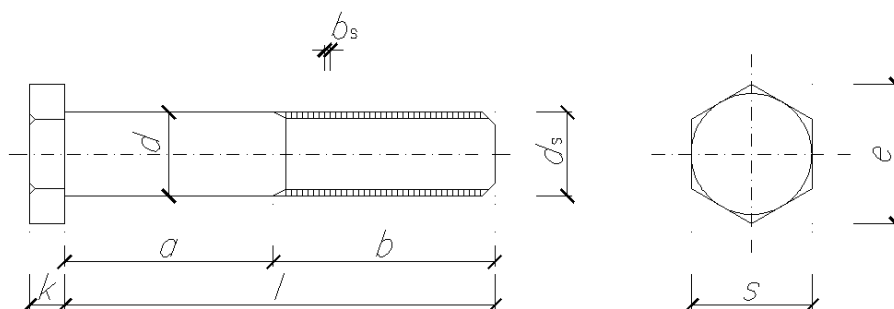
Mezi hlavní **nevýhody** patří:

- oslabení průřezu spojovaných částí v důsledku otvorů pro šroub,
- vyšší hmotnost spoje,
- delší čas montáže.

Šroubový spoj tvoří šroub, matice a případně jedna nebo dvě podložky. Spoj se provádí buď jako přesný, kdy průměr otvoru pro šroub je stejný jako průměr dříku šroubu, nebo hrubý, kdy průměr otvoru d_0 pro šroub je o 1 až 3 mm větší než průměr dříku šroubu d . Šrouby pro ocelové konstrukce bývají vyráběny tvarováním za tepla nebo studena. Nejčastějším typem je pak šroub s šestihrannou hlavou, dále se používají šrouby s např. čtyřhrannou, půlkulovou, čočkovitou hlavou. Dřík šroubu je opatřen závitem částečně nebo po celé délce. Matice zpravidla odpovídá svým tvarem hlavě šroubu.

2.1.1 Základní geometrické rozměry šroubu

Šroub je charakterizován průměrem plného dříku d a délkou dříku l (označovanou též délkou šroubu). Délka závitu je značena b a závit samotný má průměr d_s stejný nebo menší než je průměr dříku d . Rozměry hlavy šroubu s , e a výška hlavy šroubu k , jsou předepsány dle norem ČSN EN ISO v závislosti na průměru dříku, všechny rozměry jsou znázorněny na obr. 2.1.



Obr. 2.1 Rozměry šroubu

Pro šrouby s částečným závitem na dříku platí norma ČSN EN ISO 4014 [5] a pro šrouby s plným závitem na dříku norma ČSN EN ISO 4017 [6]. Používány jsou tzv. metrické šrouby, obecně označené Md , kde d značí právě průměr dříku. Obvyklé průměry d dříku jsou: $d = 12, 14, 16, 20, 24, 27, 30$ mm, z toho plynoucí označení M12, M14, M16, M20, M24, M27, M30. Doporučené normalizované délky dříku l jsou 5, 6, 7, 8, 10, 12, 16, 20, 25 mm a dále po 5 mm až do 100 mm, nad 100 mm se délky zvyšují po 10 mm. Základní rozměry pro nejpoužívanější průměry šroubů jsou uvedeny v tab. 2.1 a tab. 2.2. Rozměr šroubu označujeme nakonec např. M14x160, kde první číslo je průměr dříku a druhé číslo délka dříku v milimetrech. Přitom platí, že délka šroubu musí být taková, aby po utažení matice přesahoval alespoň jeden závit.

Tab. 2.1 Rozměry šroubu s částečným závitem dle ČSN EN ISO 4014 [5]

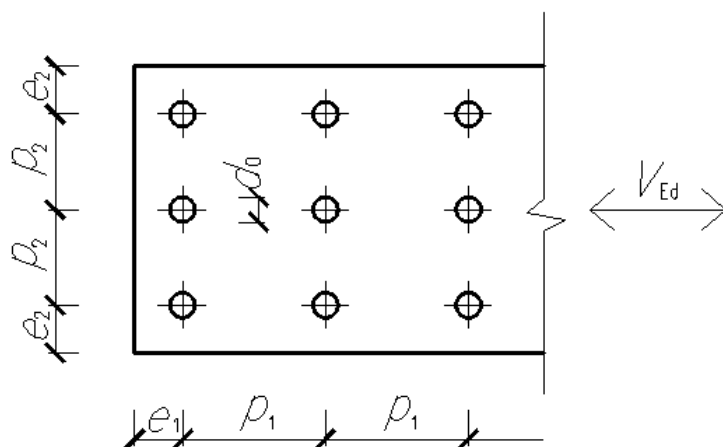
Označení šroubu (Průměr dříku)	Délka dříku	Výška hlavy šroubu	Průměr kružnice vepsané hlavy šroubu	Průměr kružnice opsané hlavy šroubu	Délka závitů	Průměr dříku v místě závitů	Rozteč závitů
d [mm]	l [mm]	k [mm]	s [mm]	e [mm]	b [mm]	d_s [mm]	b_s [mm]
M12	40 - 220	7,5	19	21,1	30 - 36	11,73	1,75
M14		8,8	22	23,91	34 - 40	13,73	2
M16		10	24	26,17	38 - 44	15,73	2
M20		12,5	30	32,95	46 - 52	19,67	2,5
M24		15	36	39,55	54 - 60	23,67	3
M30		18,7	46	50,85	66 - 72	29,67	3,5

Tab. 2.2 Rozměry šroubu s plným závitem dle ČSN EN ISO 4017 [6]

Označení šroubu (Průměr dříku)	Délka dříku	Výška hlavy šroubu	Průměr kružnice vepsané hlavy šroubu	Průměr kružnice opsané hlavy šroubu	Délka plného dříku	Rozteč závitů
d [mm]	l [mm]	k [mm]	s [mm]	e [mm]	a [mm]	b_s [mm]
M12	16 - 320	7,5	19	21,1	5,25	1,75
M14		8,8	22	23,91	6	2
M16		10	24	26,17	6	2
M20		12,5	30	32,95	7,5	2,5
M24		15	36	39,55	9	3
M30		18,7	46	50,85	10,5	3,5

2.1.2 Rozteče otvorů pro šrouby

Standardně se používají otvory pro šrouby kruhové, případně oválné. Rozteče otvorů a vzdálenosti od okraje jsou dány požadavky konstrukčními, výrobními a závisí na směru namáhání. Rozlišují se rozteče mezi šrouby p_1 , p_2 a vzdálenosti k okrajům e_1 , e_2 (viz obr. 2.2). Index 1 značí rozměry ve směru působící síly V_{Ed} , index 2 značí rozměry ve směru kolmo na působící sílu.



Obr. 2.2 Označení roztečí otvoru

Konkrétní minimální a maximální hodnoty (vzorce 2.1 až 2.4) závisí na průměru otvoru pro šroub d_0 , který je určen jako součet průměru šroubu d a jmenovité vůle v otvorech, a na tloušťce nejmenší z tlouštěk spojovaných průřezů t .

$$1,2d_0 < e_1 < 4t + 40 \text{ mm} \quad (2.1)$$

$$1,2d_0 < e_2 < 4t + 40 \text{ mm} \quad (2.2)$$

$$2,2d_0 < p_1 < \min\{14t; 200 \text{ mm}\} \quad (2.3)$$

$$2,4d_0 < p_2 < \min\{14t; 200 \text{ mm}\} \quad (2.4)$$

Doporučené hodnoty jsou minimální hodnoty, které již neovlivňují nepříznivě únosnost spoje a přitom zaručují jeho těsnost. Rozteče by se měly navrhovat v násobcích 5 mm. Doporučené a minimální doporučené hodnoty roztečí pro nepoužívané průměry šroubů lze nalézt v tabulce 2.3.

Tab. 2.3 Rozteče otvorů a vzdáleností od okraje

Označení šroubu (Průměr dříku) d [mm]	Jmenovitá vůle $d - d_0$ [mm]	Doporučené rozteče p_1, p_2 [mm]	Doporučené vzdálenosti k okrajům e_1, e_2 [mm]	Minimální doporučené vzdálenosti k okrajům e_1, e_2 [mm]
M12	1	40	30	25
M16	2	55	40	30
M20		70	50	40
M24		80	60	50
M27	3	90	70	55
M30		100	75	60

2.1.3 Materiál šroubů

Mělo by platit, že pevnost šroubu musí být vyšší než spojovaných prvků. Tímto se zabezpečí, aby došlo prvně k porušení materiálu konstrukce a ne materiálu spoje. Rozlišujeme tyto pevnostní třídy šroubu: 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.8; 8.8; 10.9. Přičemž nejpoužívanější jsou třídy 4.6; 5.6; 8.8 a 10.9. Na předpjaté šrouby lze použít pouze třídy pevnosti 8.8 a 10.9. První číslo *100 značí mez pevnosti v tahu f_{ub} [MPa], druhé číslo značí desetinný násobek meze pevnosti v tahu, čímž dostaneme mez kluzu f_{yb} [MPa]. Názorně pochopitelné to bude z následujícího příkladu ve vzorcích (2.5) a (2.6). Právě mez pevnosti v tahu je důležitá veličina vystupující ve všech vzorcích na posuzování šroubových spojů, možno vidět ve vzorcích (2.7) až (2.11).

Příklad: Třída pevnosti 5.6 $\Rightarrow f_{ub} = 5 \cdot 100 = 500$ MPa (2.5)

$$f_{yb} = 500 \cdot 0,6 = 300 \text{ MPa} \quad (2.6)$$

Přehledně vypsané hodnoty meze pevnosti v tahu f_{ub} a meze kluzu f_{yb} lze vyčíst z tabulky 2.4.

Tab. 2.4 Pevnostní třídy šroubů [1]

Pevnostní třída šroubu	Mez pevnosti v tahu f_{ub} [MPa]	Mez kluzu šroubu f_{yb} [MPa]	Doporučená mez kluzu spojovaných prvků f_y [MPa]
4.6	400	240	< 300
4.8	400	320	300 až 450
5.6	500	300	
5.8	500	400	
6.8	600	480	
8.8	800	640	> 450 (a všechny spoje s předepnutými šrouby)
10.9	1000	900	

2.1.4 Kategorie šroubových spojů

Návrh a posouzení šroubových spojů se provádí na základě zařazení do kategorií, kdy pro každou kategorii platí použití různých tříd šroubů, jiná kritéria návrhu a podmínky použití.

Pro šroubové spoje namáhané smykem se rozlišují 3 kategorie.

Kategorie A: spoje namáhané ve stříhu a v otláčení. Mají se uvažovat šrouby tříd 4.6 až 10.9, není vyžadováno předpětí ani úprava styčných ploch. Posuzují se na stříh (podkapitola 2.1.4.1) a otláčení (podkapitola 2.1.4.2).

Kategorie B: spoje odolné prokluzu v mezním stavu použitelnosti. Mají se uvažovat předpjaté šrouby tříd 8.8 a 10.9, je vyžadováno řízené utahování a speciální úprava styčných ploch. Posuzují se na prokluz (podkapitola 2.1.4.3) v mezním stavu použitelnosti, na stříh a otláčení v mezním stavu únosnosti.

Kategorie C: spoje odolné prokluzu v mezním stavu únosnosti. Mají se uvažovat předpjaté šrouby tříd 8.8 a 10.9, je vyžadováno řízené utahování a speciální úprava styčných ploch. Posuzují se na prokluz a otláčení v mezním stavu únosnosti.

Pro šroubové spoje namáhané tahem platí návrh podle jedné z následujících dvou kategorií.

Kategorie D: nepředpjaté šroubové spoje. Mají se uvažovat šrouby tříd 4.6 až 10.9, není vyžadováno předpětí ani úprava styčných ploch. Nesmí se používat, pokud dochází ke změnám tahové síly, kromě účinků větru. Posuzují se na tah (podkapitola 2.1.4.4), případně kombinaci tahu a stříhu, a protlačení (podkapitola 2.1.4.5).

Kategorie E: předpjaté šroubové spoje. Mají se uvažovat předpjaté šrouby tříd 8.8 a 10.9, je vyžadováno řízené utahování a speciální úprava styčných ploch. Posuzují se na tah, případně kombinaci tahu a smyku nebo na prokluz, a protlačení. Vhodné pro spoje s detaily namáhanými na únavu [1] [4].

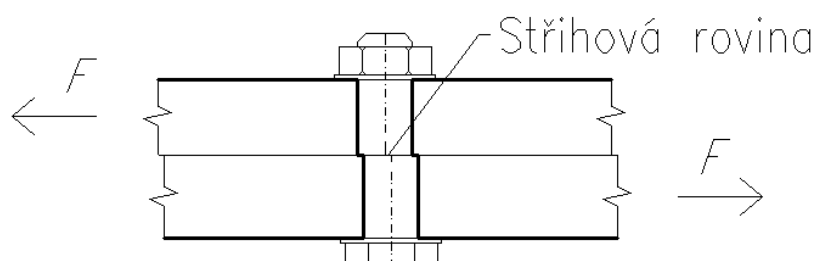
Všechny návrhové kategorie šroubů a příslušná kritéria jsou přehledně uvedena v tab. 2.5. Jednotlivá kritéria jsou poté rozepsána v následujících podkapitolách.

Tab. 2.5 Kategorie šroubových spojů a jejich kritéria

Kategorie	Kritérium
Spoje namáhané smykem	
Kategorie A: Spoje namáhané ve stříhu a v otlačení	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$
Kategorie B: Spoje odolné prokluzu v mezním stavu použitelnosti	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$
Kategorie C: Spoje odolné prokluzu v mezním stavu únosnosti	$F_{v,Ed} \leq F_{s,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq N_{net,Rd}$
Spoje namáhané tahem	
Kategorie D: Nepředpjaté šroubové spoje	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$
Kategorie E: Předpjaté šroubové spoje	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$

2.1.4.1 Únosnost ve stříhu pro jednu stříhovou plochu

Princip stříhu je znázorněn na obr. 2.3, kdy dochází podél stříhové roviny k usmýknutí šroubu.



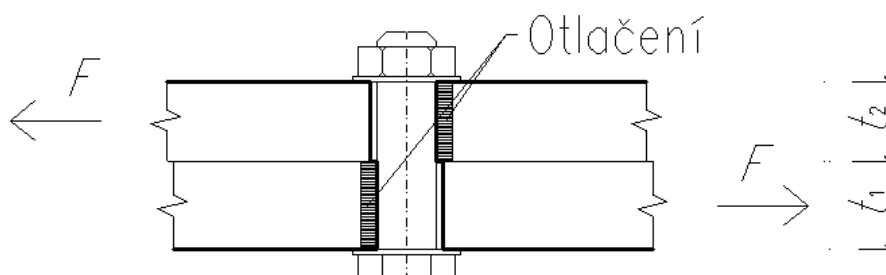
Obr. 2.3 Princip stříhu

Únosnost ve stříhu $F_{v,Rd}$ (2.7) je závislá na mezi pevnosti šroubu f_{ub} , ploše šroubu procházejícího rovinou stříhu A , kdy je potřeba zohlednit, pokud prochází rovina stříhu plnou částí dříku nebo závitem. Dále je závislá na součiniteli materiálu $\gamma_{M2} = 1,25$ a součiniteli α_v , který nabývá hodnoty 0,6 pro třídy jakosti 4.6, 5.6, 8.8 a rovinu stříhu procházející dříkem, hodnoty 0,5 pro třídy jakosti 4.8, 5.8, 6.8, 10.9.

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v f_{ub} A}{\gamma_{M2}} \quad (2.7)$$

2.1.4.2 Únosnost v otláčení

K otláčení základního materiálu dochází v běžných případech, kdy je pevnost materiálu šroubu vyšší než pevnost základního materiálu (princip lze vidět na obr. 2.4). V opačných případech dochází k otláčení šroubu.



Obr. 2.4 Princip otláčení

Únosnost v otláčení $F_{b,Rd}$ (2.8) je závislá na mezi pevnosti základního materiálu f_u (případně mezi pevnosti šroubu f_{ub} , pokud je mez pevnosti šroubu menší než základního materiálu). Dále závisí na průměru dříku šroubu d , nejmenší tloušťce připojovaného prvku t , součiniteli materiálu γ_{M2} . Součinitel α_b je nejmenší z $\{1,0; (2.9); (2.10)$ pro šrouby na okraji; (2.11) pro vnitřní šrouby}. Součinitel k_1 je nejmenší z $\{2,5; (2.12)$ pro šrouby na okraji; (2.13) pro vnitřní šrouby}.

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 \alpha_b f_u d t}{\gamma_{M2}} \quad (2.8)$$

$$\alpha_b = \frac{f_{ub}}{f_u} \quad (2.9)$$

$$\alpha_b = \frac{e_1}{3d_0} \quad (2.10)$$

$$\alpha_b = \frac{p_1}{3d_0} - \frac{1}{4} \quad (2.11)$$

$$k_1 = 2,8 \frac{e_2}{d_0} - 1,7 \quad (2.12)$$

$$k_1 = 1,4 \frac{p_2}{d_0} - 1,7 \quad (2.13)$$

2.1.4.3 Únosnost v prokluzu

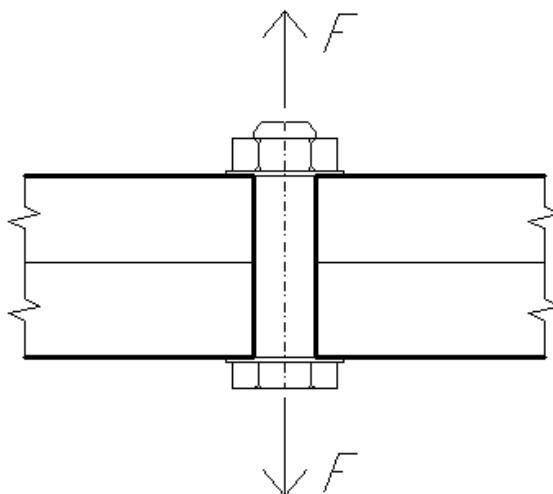
K prokluzu spoje dochází u třecích spojů, které přenáší smykovou sílu třením styčných ploch. Po prokluzu spoje přenáší vnitřní síly šroub smykem, plech a šroub otláčením. Únosnost v prokluzu $F_{s,Rd}$ (2.14) závisí na předpínací síle $F_{p,c}$ (2.15), počtu třecích ploch n , na součiniteli materiálu $\gamma_{M3} = 1,25$. Dále na součiniteli tvaru otvoru k_s , který nabývá pro obyčejný otvor hodnoty 1,0. Důležitý je i součinitel tření μ , který nabývá pro povrch styčných ploch bez úpravy hodnoty 0,2; pro povrch čištěný kartáčem hodnoty 0,3; pro povrch tryskaný hodnot 0,4 - 0,5.

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s n \mu}{\gamma_{M3}} F_{p,c} \quad (2.14)$$

$$F_{p,c} = 0,7 f_{ub} A_s \quad (2.15)$$

2.1.4.4 Únosnost v tahu

Únosnost šroubu v tahu $F_{t,Rd}$ (2.16), znázorněná na obr. 2.4, se posuzuje, pokud nastává působení zatížení kolmo k rovině šroubového spoje.



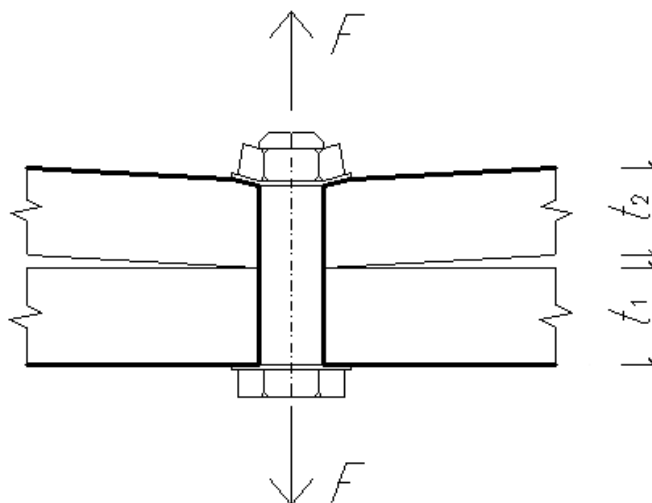
Obr. 2.4 Princip tahu

Únosnost šroubu v tahu je závislá na ploše šroubu A_s , mezi pevnosti šroubu f_{ub} , součiniteli materiálu γ_{M2} , a součiniteli k_2 , který nabývá hodnoty 0,63 pro zapuštěné šrouby, v ostatních případech hodnoty 0,9.

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}} \quad (2.16)$$

2.1.4.5 Únosnost v protlačení

K protlačení hlavy šroubu nebo matice o základní materiál (znázorněno na obr. 2.5) dochází, pokud nastává působení zatížení kolmo k rovině šroubového spoje.



Obr. 2.5 Princip protlačení

Únosnost v protlačení $B_{p,Rd}$ (2.17) závisí na mezi pevnosti základního materiálu f_u , součiniteli materiálu γ_{M2} , nejmenší tloušťce připojovaného prvku t a na středním průměru kružnice opsané e a vepsané s šestihranu hlavy šroubu nebo matice d_m (2.18). Tyto hodnoty lze nalézt v tabulkách 2.1 a 2.2.

$$B_{p,Rd} = 0,6 \pi d_m t \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad (2.17)$$

$$d_m = \frac{s+e}{2} \quad (2.18)$$

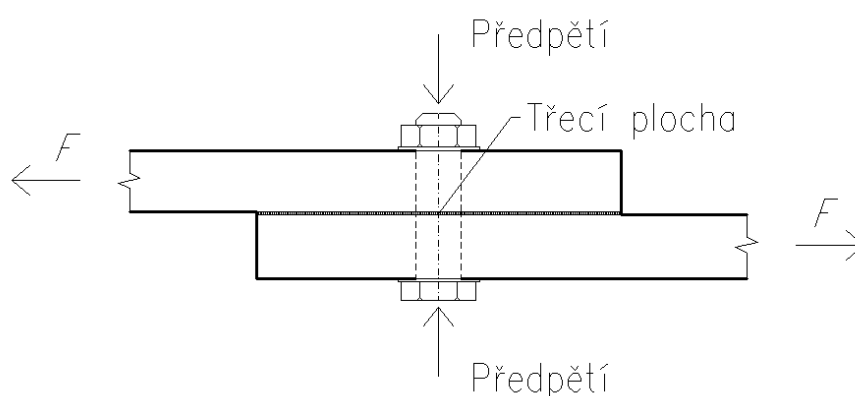
2.1.4.6 Kombinace stříhu a tahu

Při současném působení stříhu a tahu se uvažuje zvýšení tahové únosnosti o 40 %. Podíl smykové síly $F_{v,Ed}$ a smykové únosnosti $F_{v,Rd}$ v součtu s podílem tahové síly $F_{t,Ed}$ a zvýšené únosnosti v tahu $F_{t,Rd}$, musí být menší jak hodnota 1,0 (2.19).

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4F_{t,Rd}} \leq 1,0 \quad (2.19)$$

2.1.5 Třecí spoje

Třecí spoje, jak napovídá název, přenáší namáhání skrze styčné (třecí) plochy spojovaných prvků pomocí tření (princip znázorněn na obr. 2.6). Používají se tam, kde je spoj vystaven účinkům opakovaného namáhání, nejčastěji u spojů nesoucích jeřábovou dráhu, kde je potřeba zabránit pohybu ve spoji a případné ztrátě šroubu. Aby bylo zajištěno tření, musí být styčné plochy upraveny a dostatečně sevřeny k sobě. Předpětí je dosaženo pomocí utahování vysokopevnostního šroubu a matice. Třecí spoje se navrhují jako spoje kategorie B, C a E.



Obr. 2.6 Princip třecího spoje

2.2 Svarové spoje

Svarové spojení je další z nejpoužívanějších spojení, které tvoří nerozebíratelný celek působením tepla nebo tepla i tlaku a většinou použitím přídavného materiálu. Používá se u svařovaných průřezů, přípojů diagonál přes styčnickový plech, přípojů příčně ke sloupu a všude tam, kde je vyžadován estetický vzhled konstrukce. Mezi **výhody** svarových spojů patří:

- úspora materiálu (mechanických spojovacích prostředků),
- těsnost,
- zkrácení výrobního času,
- estetika.

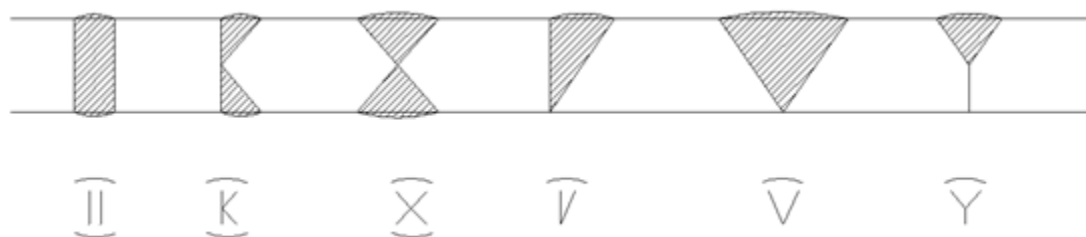
Nevýhodami jsou:

- nerozebíratelnost,
- změna struktury a mechanických vlastností materiálu,
- vznik vnitřního pnutí a deformací prvků,
- potřeba kvalifikovaných dělníků a nutnost důsledné kontroly.

Mezi nejčastěji používané svarové spoje patří svary tupé a koutové, které vznikají technologií tavného svařování. Právě na koutové svary se tato diplomová práce omezí při modelování svaru v kapitole 6. Další technologií je svařování odporové, jehož výsledkem jsou například svary bodové [1].

2.2.1 Svary tupé

Tupé svary se nejčastěji používají tam, kde dochází ke spojování nebo nahrazování průřezu v jedné rovině. Svarový materiál pak vyplňuje prostor mezi spojovanými prvky. Označení typu svaru se pak provádí pomocí odpovídajícího písmene průřezu tupého svaru, např. I (bez úkosu), K, X, V, $\frac{1}{2}$ V, Y. Po dokončení svařování vzniká na obou koticích svaru převýšení, které se v popisu svaru označuje obloučkem nad a pod značkou svaru. Svar může být zabroušen, to se poté v popisu svaru projeví proužkem místo obloučku. Názorně jsou typy svaru a jejich označení naznačeno na obr. 2.7.



Obr. 2.7 Typy tupých svarů [1]

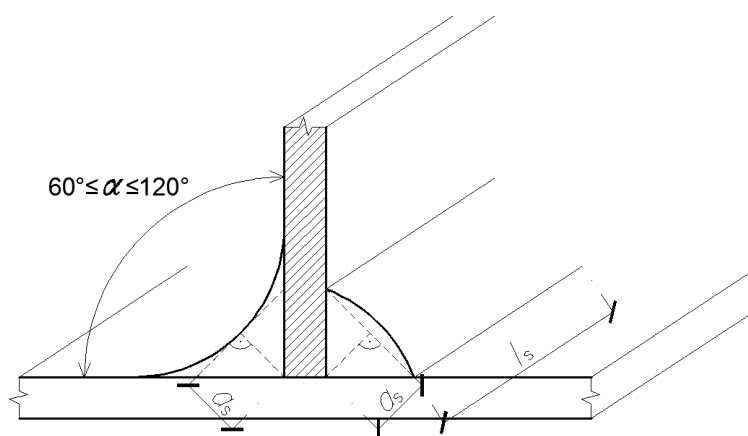
Z hlediska provedení a únosnosti rozlišujeme dva druhy tupých svarů, a to tupé svary s plným a tupé svary s částečným provařením.

Tupé svary s plným provařením, kde základní materiál je přetaven a svarový kov nanesen v plné tloušťce spojovaných prvků. Pokud je svar proveden vhodným

materiálem, který nemá mez kluzu a pevnosti menší než svařovaný materiál, lze považovat návrhovou únosnost svaru jako návrhovou únosnost spojovaných částí. **Tupé svary s částečným provařením**, svarový kov je nanesen jen na části tloušťky spojovaných prvků. Návrhová únosnost svaru s částečným provařením se stanovuje stejně jako u koutových svarů. Účinná tloušťka přitom nesmí být větší než hloubka provaření.

2.2.2 Svary koutové

Koutové svary se používají nejčastěji tam, kde je potřeba vzájemně spojit dvě části, které spolu svírají úhel α od 60° do 120° (viz obr. 2.8). Jiné úhly nejsou vhodné s hlediska tvaru svaru a jeho provádění, platí pro ně i jiný způsob posuzování.



Obr. 2.8 Geometrie svaru

Účinná výška koutového svaru je značena a_s a účinná délka svaru je značena l_s . Přitom platí, že účinná délka svaru l_s nemá být menší než 30 mm nebo šestinásobek účinné výšky svaru (2.20).

$$l_s = \max\{6a_s; 30 \text{ mm}\} \quad (2.20)$$

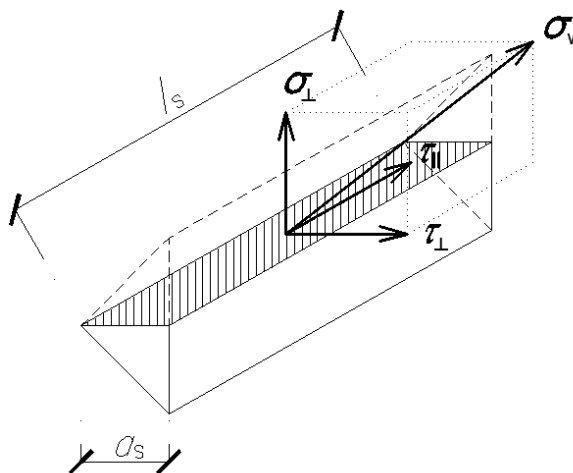
Maximální délka svaru není určena, avšak při délce svaru zatíženého osamělou silou vyšší než $150a_s$ je potřeba redukovat jeho únosnost. Doporučené nejmenší účinné výšky svaru a_s v závislosti na tloušťkách spojovaných materiálů t uvádí tabulka 2.6.

Tab. 2.6 Minimální účinné výšky svaru [7]

Tloušťka spojovaných materiálů t [mm]	Nejmenší účinná výška svaru $a_{s,min}$ [mm]
< 10	3
11 – 20	4
21– 30	5
> 31	6

2.2.2.1 Návrhová únosnost koutového svaru – srovnávací napětí

Síla, která působí na svar, se rozkládá do složek napětí rovnoběžných $\tau_{||}$ a kolmých vzhledem k ose svaru σ_{\perp} , τ_{\perp} . $\tau_{||}$ je smykové napětí rovnoběžné s osou svaru, σ_{\perp} je normálové napětí kolmé k ose svaru a τ_{\perp} je smykové napětí kolmé k ose svaru, viz obr. 2.9.

**Obr. 2.9** Složky napětí [7]

Únosnost koutového svaru vyhovuje, jsou-li splněny obě podmínky (2.21) a (2.22). Kde f_u je mez pevnosti šroubu, γ_{M2} součiniteli materiálu a β_w součinitel korelace, který nabývá hodnoty 0,8 pro ocel třídy S235; 0,85 pro ocel třídy S275; 0,9 pro ocel třídy S355 a 1,0 pro oceli třídy S420 a S460 [4].

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (2.21)$$

$$\sigma_{\perp} \leq 0,9 \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad (2.22)$$

2.2.2.2 Návrhová únosnost koutového svaru – zjednodušená metoda

Návrhová únosnost koutového svaru je dostatečná, jestliže výslednice sil přenášená svarem splňuje podmínku (2.23), že návrhová hodnota síly působící na jednotku délky svaru $F_{w,Ed}$ je menší nebo rovna návrhové únosnosti svaru na jednotku délky $F_{w,Rd}$ (2.24), která se vypočte jako násobek návrhové pevnosti svaru ve smyku $f_{vw,d}$ a účinné výšky svaru a_s . Tato podmínka musí být splněna v každém místě délky svaru. Návrhová pevnost svaru ve smyku $f_{vw,d}$ se vypočte podle vzorce (2.25), kde f_u je mez pevnosti šroubu, γ_{M2} součiniteli materiálu a β_w součinitel korelace.

$$F_{w,Ed} \leq F_{w,Rd} \quad (2.23)$$

$$F_{w,Rd} = f_{vw,d} a_s \quad (2.24)$$

$$f_{vw,d} = \frac{f_u}{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{M2}} \quad (2.25)$$

Pro konečnou délku svaru l_s pak platí upravená podmínka (2.26) [7].

$$F_{w,Ed} \leq F_{w,Rd} = \frac{a_s l_s f_u}{\sqrt{3} \beta_w \gamma_{M2}} \quad (2.26)$$

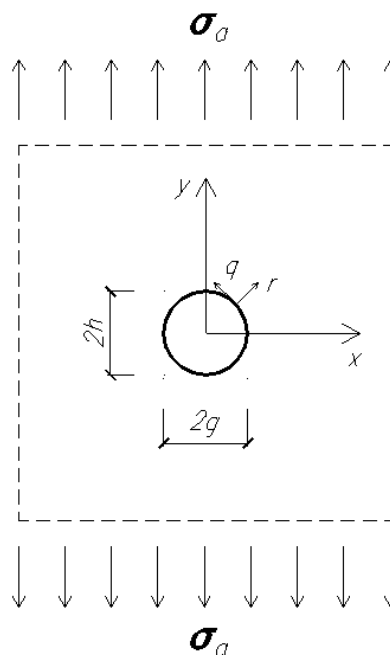
3 TEORIE VÝPOČTU NAPĚTÍ V OKOLÍ OTVORU

Tato kapitola se zabývá analytickými vzorci aplikovanými dále v kapitolách 4 a 5. Při výpočtu založeném na metodě konečných prvků je důležité znát i základní analytické vzorce pro posuzování napětí v okolí otvoru. Obzvláště při nelineárním výpočtu je velmi vhodné si ověřit, že alespoň jedna veličina vychází obdobně jako teoretická hodnota. Tím se potvrdí, že nastavení konečného prvku bylo provedeno správně a že výpočet konvergoval ke správné hodnotě. Ve dvou podkapitolách se tato práce zaměří hlavně na výpočet maximálního napětí na nekonečně velké stěně s otvorem a na výpočet kontaktního napětí podle Hertze.

3.1 Maximální napětí na stěně s otvorem

Při popisu tělesa jako kontinua se idealizuje, že těleso je složené z nekonečně malých elementárních krychlíček, které se v průběhu zatěžování deformují, mění svůj tvar i velikost, ale sousední krychličky spolu zůstávají neustále spojeny a neustále na sebe působí podél společných stěn. Ve skutečnosti však většina materiálů již na začátku zkoumaného zatěžovacího procesu obsahuje drobné defekty vzniklé během výroby i jako konstrukční otvory (např. otvor pro šroub). Při zkoumání větších trhlin, jejichž rozměry jsou řádově srovnatelné s rozměry konstrukce, je vhodné připustit, že pole posunutí nemusí být nutně všude spojitě. Popisem trhlin jakožto nespojitostí se zabývá lomová mechanika.

Defekty typu dutin a trhlin významně ovlivňují rozložení napětí ve svém blízkém okolí, přičemž se jejich vliv na pole napětí s rostoucí vzdáleností snižuje. Zjednodušeně se dá říci, že v okolí defektu (otvoru) napětí vzrůstá, aby se tak kompenzoval úbytek napětí, které by bylo přenášeno v místě samotného defektu, pokud by zde materiál zůstal spojitý. Pro názornost se ukáže, jak se koncentruje napětí v okolí kruhového otvoru. Je uvažována stěna s kruhovým otvorem procházejícím přes celou tloušťku materiálu (viz obr. 3.1) [8].



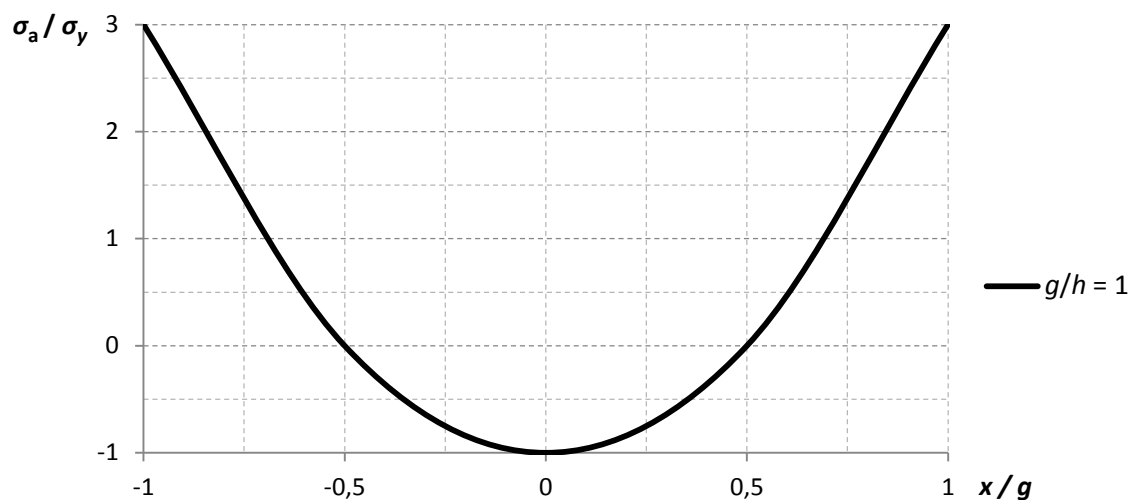
Obr. 3.1 Stěna s kruhovým otvorem [8]

Rozměry stěny jsou mnohonásobně větší než rozměry otvoru $2g$ a $2h$, teoreticky nekonečné. Na okraji stěny působí vnější síly, které by na desce bez otvoru jinak vyvodily jednoosou napjatost a jedinou složku napětí σ_a rovnoměrně rozloženou po celé desce. Analytické řešení této úlohy poprvé odvodil Inglis (1913) s využitím teorie funkcí komplexní proměnné. Tento popis je velmi komplikovaný a proto se tato práce omezí pouze na analýzu normálového napětí σ_q působící rovnoběžně s lokální osou q podle obr. 3.1. Rozložení tohoto napětí v závislosti na souřadnici x , která se na okraji otvoru mění od $-g$ do g , je popsáno vzorcem (3.1).

$$\sigma_t(x) = \frac{x^2(g+h)^2 - g^4}{g^4 - x^2(g^2 - h)} \sigma_a \quad (3.1)$$

Maximální hodnoty je dosaženo v případě $x = \pm g$, pro názornost je tato závislost vynesena na grafu na obr. 3.2. Obecně platí, že tato hodnota představuje největší napětí σ_y v celé desce.

$$\max \sigma_y = \left(1 + \frac{2g}{h}\right) \sigma_a \quad (3.2)$$



Obr. 3.2 Závislost normálového napětí σ_q na souřadnici x [8]

Pro kruhový otvor, pro který platí $g = h$, je toto napětí třikrát větší než vzdálené napětí σ_a působící daleko od otvoru, celý vztah se zjednodušuje na rovnici (3.3). Koeficient $1 + 2g/h$ se označuje jako faktor koncentrace napětí. Jeho hodnota nezávisí na průměru otvoru, ale na jeho tvaru, konkrétně poměru rozměrů g/h .

$$\max \sigma_y = 3\sigma_a \quad (3.3)$$

3.2 Otláčení šroubu v otvoru

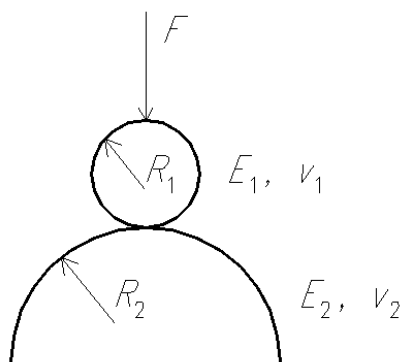
Chování kontaktu dvou těles je úloha potřebná k řešení tření a kontaktní únavy, za účelem zvýšení životnosti stavebních konstrukcí. První matematický popis kontaktu dvou těles vytvořil v roce 1882 německý fyzik Heinrich Rudolf Hertz, který popsal problematiku suchého statického kontaktu dvou těles, jež se deformují pouze pružně. Mezi další podmínky aplikace patří, že mezi tělesy nesmí působit tření, dotyk těles se odehrává v jednom bodě nebo přímce, pokud jde o liniový kontakt. Tyto podmínky způsobují, že je teorie v některých případech neaplikovatelná nebo poskytuje nepřesné výsledky.

Princip Hertzova kontaktu spočívá v tom, že při kontaktu dvou pružně deformujících se těles zatížených normálovou silou F , dojde k vytvoření kontaktní

oblasti A_k , její velikost je nelineárně úměrná zatížení. V Hertzově kontaktu má tlak parabolický charakter a jeho maximální hodnota leží na spojnici středů dotýkajících se těles. Mimo kontaktní oblast pak vzniká tahové napětí, které u křehkých materiálů způsobuje kruhové praskliny [9].

Tato práce se vzhledem k obsáhlosti teorie omezí pouze na kontakt dvou koulí, na kterém se vysvětlí výpočet a použité vzorce. Poté se se odvodí vztah pro kontakt dvou válců.

Mezi hlavní proměnné výpočtu kontaktního napětí p_0 (3.4) patří redukovaný modul pružnosti v tahu E_{red} (3.5), závislý na modulu pružnosti v tahu materiálu E a součiniteli příčné kontrakce (Poissonův součinitel) ν . Dále na ekvivalentním poloměru R_e (3.6), vyjádřeném jako součet převrácených hodnot poloměrů dotýkajících se koulí R_1 a R_2 (viz obr. 3.3).



Obr. 3.3 Kontakt dvou koulí různých poloměrů

Pokud se se jedná o kontakt koule (případně válce) s rovinou, poloměr R_2 se poté v rovná nekonečnu. Pokud se jedná o kontakt koule (válce) s kulovou prohlubní (válcovou prohlubní), poloměr R_2 je do výpočtu zaveden se záporným znaménkem.

$$p_0 = \frac{\sqrt[3]{6}}{\pi} \left(\frac{E_{\text{red}}}{R_e} \right)^{\frac{2}{3}} F^{\frac{1}{3}} \quad (3.4)$$

$$\frac{1}{E_{\text{red}}} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.5)$$

$$\frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3.6)$$

V případě kontaktu dvou válců je úloha trochu odlišná, neboť se jedná o liniový kontakt, ne bodový. Vzorec platný pro výpočet kontaktního napětí p_0 (3.7) se ve vzorci vyskytuje umocněn na druhou, je tedy potřeba poté výsledek odmocnit. Vzorec je platný pouze pro dva stejné materiály a vystupuje v něm místo redukovaného modulu pružnosti v tahu E_{red} pouze modul pružnosti tahu E . Do vzorce přibyla veličina t , která vyjadřuje tloušťku těles v kontaktu. Pro výpočet ekvivalentního poloměru R_e platí stále vztah (3.6).

$$p_0^2 = 0,175E \frac{F}{t} \frac{1}{R_e} \quad (3.7)$$

V kapitole 5 se využije těchto teoretických poznatků a názorně se ukáže výpočet na kontaktu válce s rovinou a válce s válcovou prohlubní.

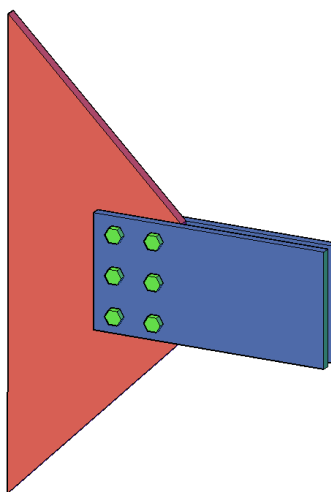
4 STUDIE STATICKÉHO CHOVÁNÍ OTVORU PRO ŠROUB

Cílem této kapitoly je namodelování a parametrická studie otvoru pro šroub a ověření platnosti vzorců z kapitoly 3. V prvním kroku se zjistí velikost sítě, při které jsou výsledky napětí dále neměnné při zachování co nejmenšího počtu konečných prvků. V druhém kroku se při daném rozdělení konečných prvků ověří vliv změny roztečí otvorů a napětí.

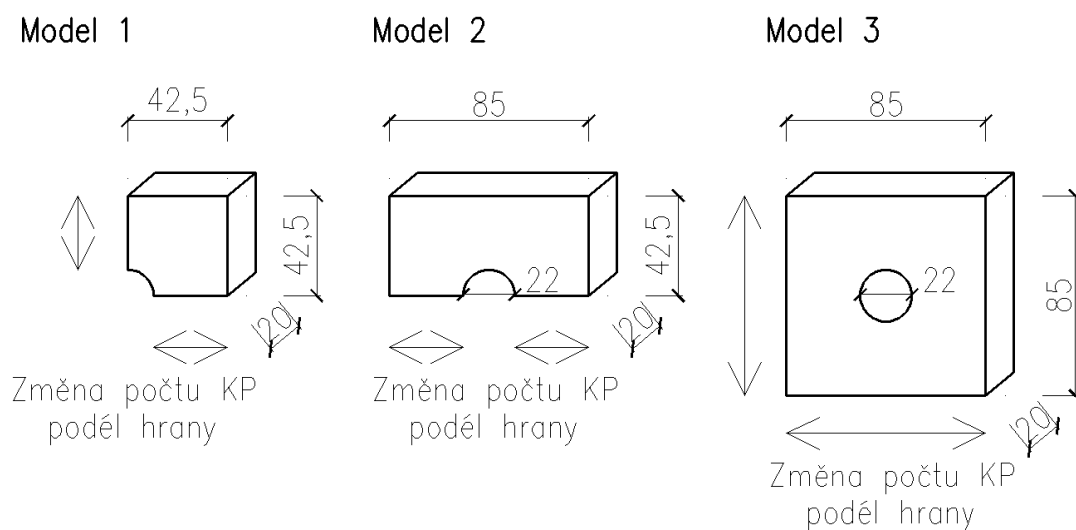
4.1 Optimální rozdělení konečných prvků

Sledováno bude rozdělení konečných prvků na výsledky napětí po délce všech stran a po tloušťce prvku. Ověřovat se bude rozdělení prvků na čtvrtině modelu (model 1), polovině modelu (model 2), kde se využije výhod symetrie úlohy na nižší potřebný počet konečných prvků, a na celém modelu (model 3), při úloze rovinné napjatosti a trojrozměrné úloze.

Geometrie modelů se odvíjí od modelu šroubového přípoje s táhlem (obr. 4.1), který je tvořen šrouby 6xM20 s otvory $d_0 = 22$ mm. Tloušťka prvku t činí 20 mm.



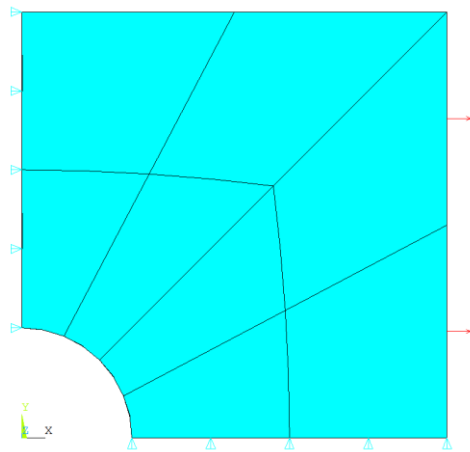
Obr. 4.1 Model šroubového přípoje s táhlem

**Obr. 4.2** Geometrie modelů

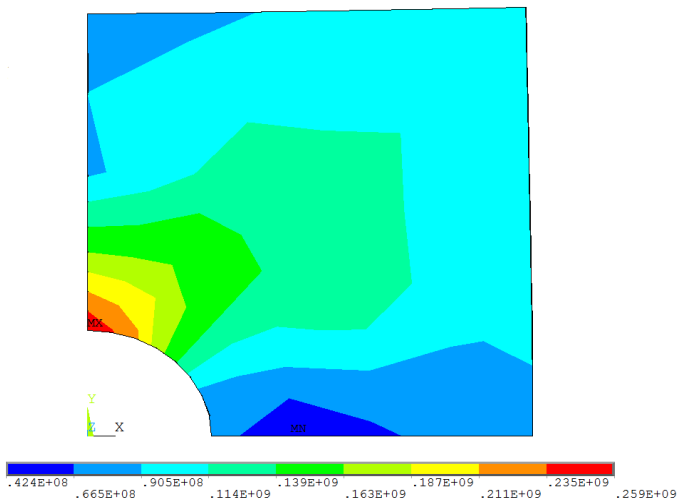
Počet konečných prvků se mění podél hran znázorněných na obr. 4.2, celkově budou zkoumány 3 modely a zkoumáno bude: rozdělení A – 2 konečné prvky na hranu, rozdělení B – 4 konečné prvky na hranu, rozdělení C – 8 konečných prvků na hranu, rozdělení D – 16 konečných prvků na hranu a rozdělení E – 32 konečných prvků na hranu. Předpokládá se, že počet dvou konečných prvků na hranu nebude dostatečný pro přesnost výsledků a ověří se pouze při první úloze. U všech modelů bylo využito funkce poměr vzdáleností „Spacing ratio“, která byla nastavena na hodnotu 0,1. To znamená, že prvek u hrany otvoru bude desetkrát menší než prvek u hrany stěny.

4.1.1 *Využití symetrie v úloze rovinné napjatosti*

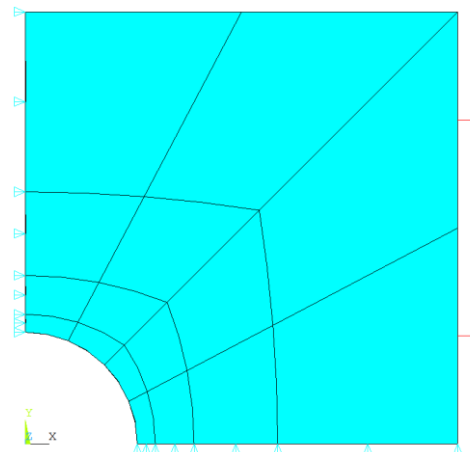
Pro úlohu rovinné napjatosti byl vybrán prvek PLANE183 a nastaven jako rovinná napjatost s tloušťkou. Materiálové charakteristiky nastaveny pro ocel $E = 210 \text{ GPa}$ a $\nu = 0,3$. Okrajové podmínky byly nastaveny tak, že podél svislé hrany je zabráněno posunu ve směru osy x a podél vodorovné hrany zabráněno posuvu ve směru osy y . Zatížení zvoleno jako tahové napětí σ_a o velikosti 100 MPa. Orientaci zatížení a okrajové podmínky lze vidět názorně na obr. 4.3. Pro konečné prvky je nastaveno zhušťování sítě směrem k otvoru.



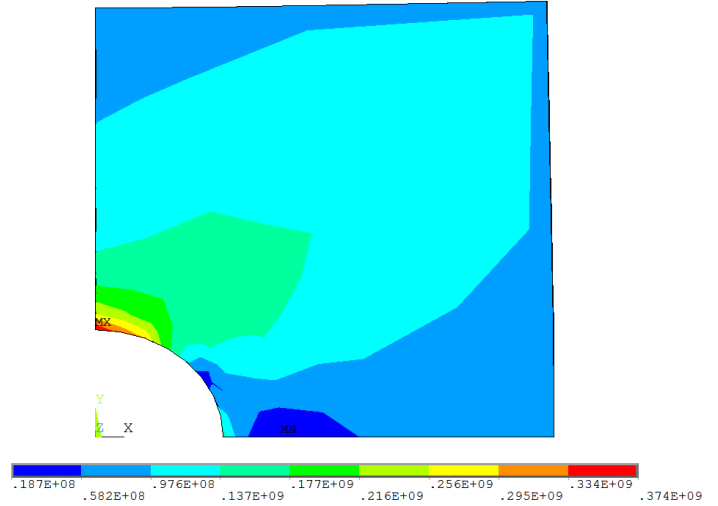
Obr. 4.3 Rozdělení A –
okrajové podmínky, zatížení



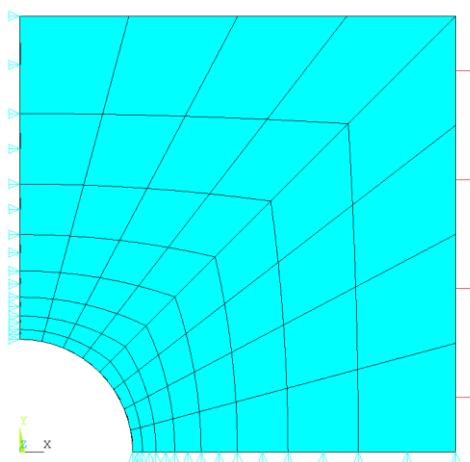
Obr. 4.4 Rozdělení A –
Misesovo napětí σ_{red}



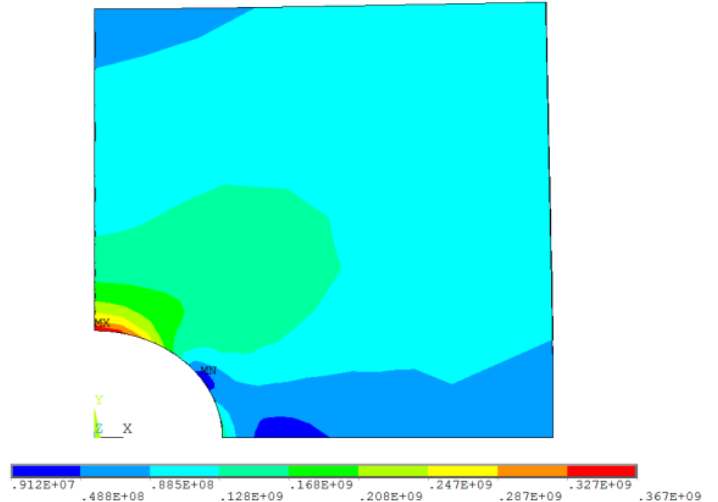
Obr. 4.5 Rozdělení B –
okrajové podmínky, zatížení



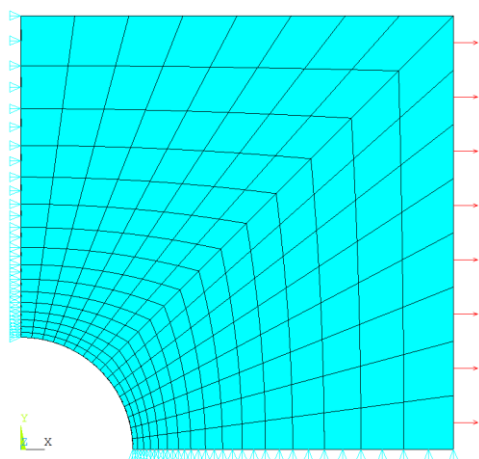
Obr. 4.6 Rozdělení B –
Misesovo napětí σ_{red}



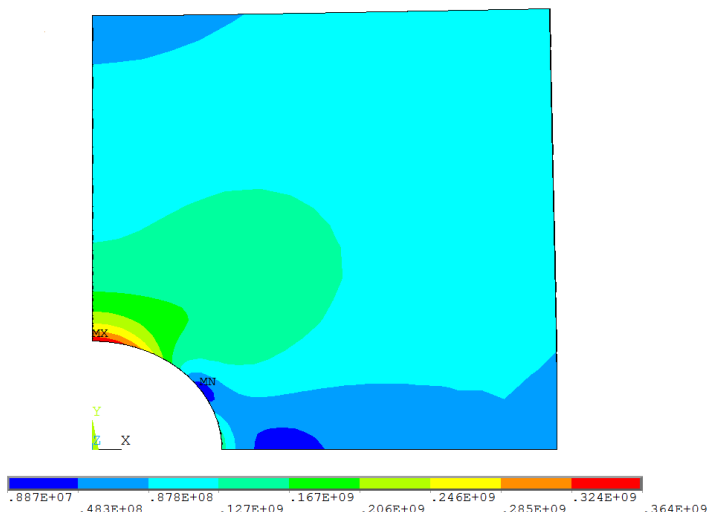
Obr. 4.7 Rozdělení C –
okrajové podmínky, zatížení



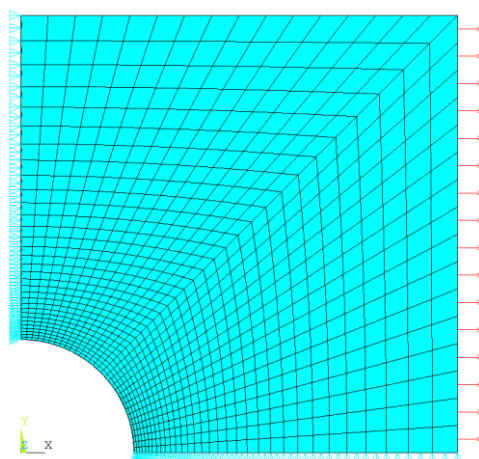
Obr. 4.8 Rozdělení C –
Misesovo napětí σ_{red}



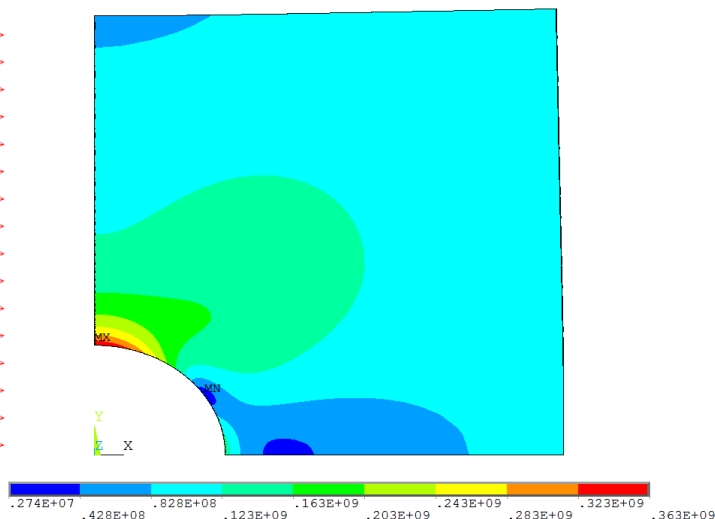
Obr. 4.9 Rozdělení D –
okrajové podmínky, zatížení



Obr. 4.10 Rozdělení D –
Misesovo napětí σ_{red}



Obr. 4.11 Rozdělení E –
okrajové podmínky, zatížení



Obr. 4.12 Rozdělení E –
Misesovo napětí σ_{red}

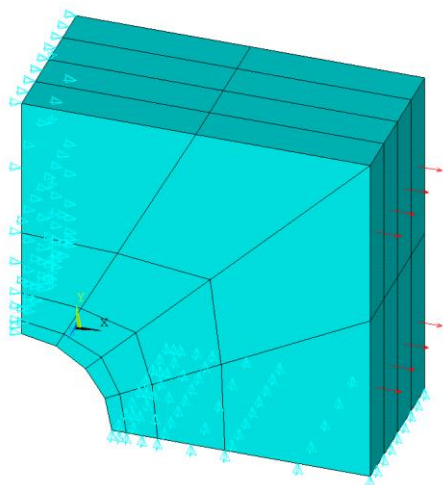
Za nejpresnější řešení je považováno vždy to, které obsahuje nejvyšší počet prvků, v tomto případě rozdělení E. Z tab. 4.1 je možno vidět, že pro prvek PLANE183 a čtvrtinový model plně dostačuje při zvolené síti konečných prvků rozdělení D, tedy 16 prvků na stranu. Dokázal se předpoklad, že rozdělení A, tedy 2 prvky na stranu je nedostatečné a v dalších případech se s ním již uvažovat nebude. Za zmínku stojí, že lichý počet prvků na stranu nevytvářel korektní síť konečných prvků.

Tab. 4.1 *Přehled výsledků pro model 1 – rovinnou napjatost*

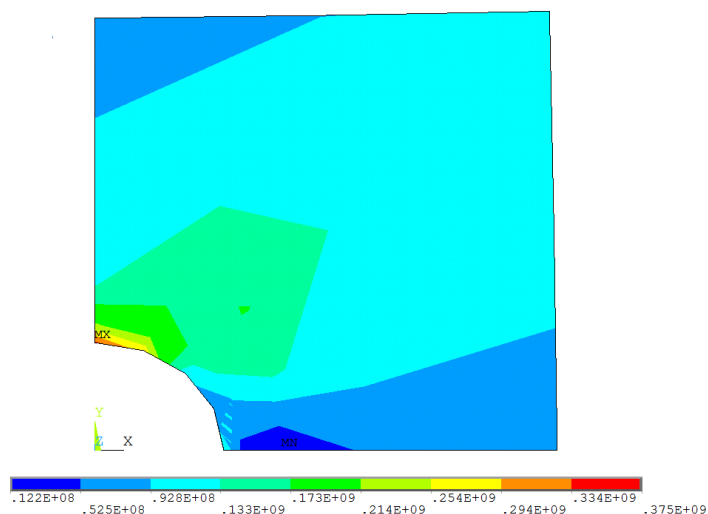
Rozdělení prvků	Maximální Misesovo napětí σ_{red} [MPa]	Rozdíl výsledků k nejpřesnějšímu řešení [%]
Rozdělení A	259	28,7
Rozdělení B	374	3,0
Rozdělení C	367	1,1
Rozdělení D	364	0,3
Rozdělení E	363	-

4.1.2 Využití symetrie v prostorové úloze

V této úloze byla použita stejná geometrie a materiálové charakteristiky jako v podkapitole 4.1.1 s rozdílem, že nyní se úloha uvažuje jako prostorová. Konečné prvky jsou vybrány SOLID186. Zatížení je opět uvažováno jako tahové napětí σ_a o velikosti 100 MPa, okrajové podmínky byly zvoleny tak, že svislé ploše bylo zabráněno v posunu ve směru osy x a vodorovné ploše zabráněno posunu ve směru osy y a jedné hraně zabráněno posunu ve směru osy z (viz obr. 4.13). Bylo zkoušeno zabránění posunu ve směru osy z na svislé i vodorovné hraně, dohromady i každé zvlášť a bylo zjištěno, že nemělo žádný znatelný vliv na výsledky. Po tloušťce byly zvoleny pouze 4 konečné prvky, vliv prvků po tloušťce se řeší až v kapitole 4.1.6.



Obr. 4.13 Rozdělení B –
okrajové podmínky, zatížení



Obr. 4.14 Rozdělení B –
Misesovo napětí σ_{red}

Jak je možno vidět na obr. 4.13, síť konečných prvků má stejné rozdělení v rovinné napjatosti i prostorové úloze, akorát přibyly prvky po tloušťce modelu. Protože by obrázky sítě byly pro každé rozdělení podobné jako v podkapitole 4.1.1, nebudou znova uváděny.

Z tabulky 4.2 je možno vypožorovat, že je pro prvek SOLID186 a zvolenou síť konečných prvků vhodné rozdělení D, tedy 16 prvků podél strany. Rozdělení E, 32 prvků podél strany, nepřináší již žádné výrazné zpřesnění.

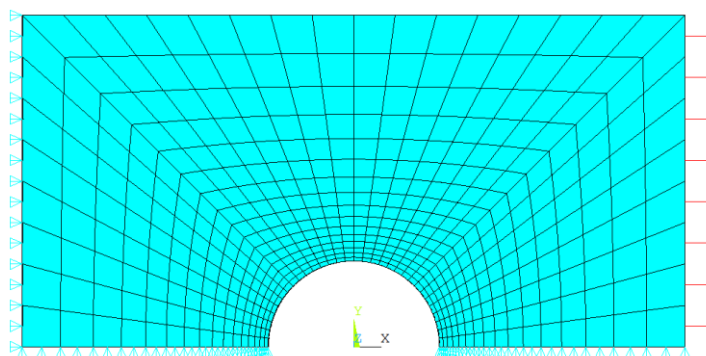
Tab. 4.2 Přehled výsledků pro model 1 – prostorová úloha

Rozdělení prvků	Maximální Misesovo napětí σ_{red} [MPa]	Rozdíl výsledků k nejpřesnějšímu řešení [%]
Rozdělení B	375	2,5
Rozdělení C	370	1,1
Rozdělení D	367	0,3
Rozdělení E	366	-

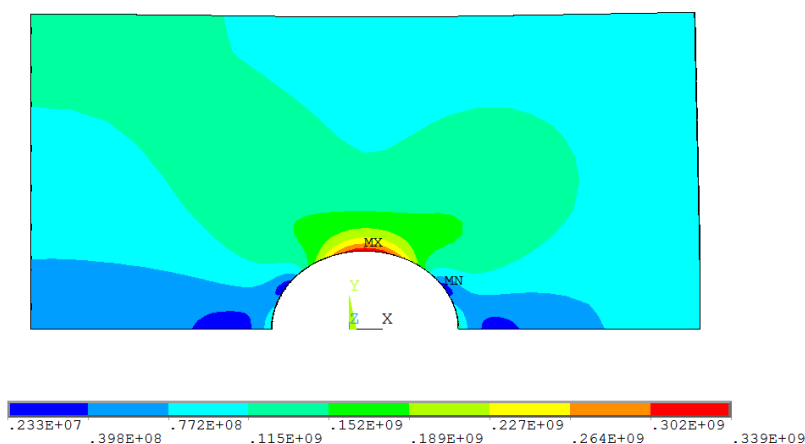
4.1.3 Ověření použitelnosti výhod symetrie

Protože modely 1 a 3 dávají rozdílné hodnoty maximálního napětí v okolí otvoru pro šroub, využije se ověření pomocí modelu 2, tedy polovičního modelu. Tímto by se mělo zjistit, zda rozdílné výsledky jsou způsobeny okrajovými podmínkami, případně se bude hledat důvod rozdílných výsledků jinde.

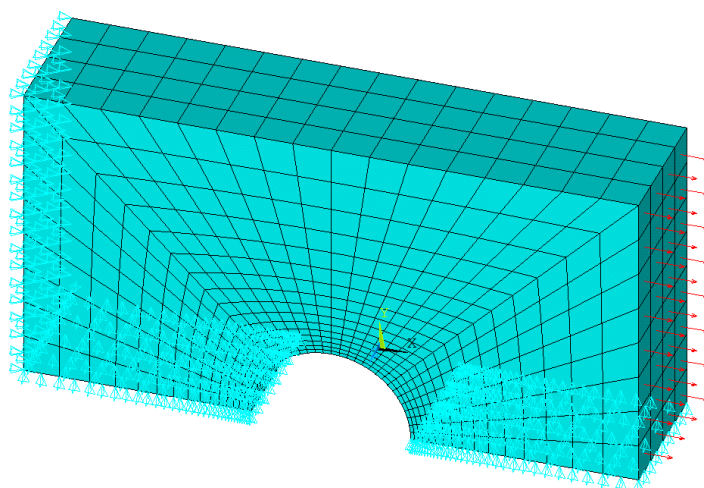
Geometrii modelu lze vidět na obr. 4.2. Typ konečných prvků byl zvolen pro rovinnou napjatost PLANE183 a pro prostorovou úlohu SOLID186. Materiálové charakteristiky nastaveny pro ocel $E = 210 \text{ GPa}$ a $\nu = 0,3$. Zatíženo rovnoměrným tahovým napětím σ_a o velikosti 100 MPa. Okrajové podmínky byly nastaveny tak, že na svislé krajní hraně bylo zamezeno posunu ve směru osy x a na vodorovné spodní hraně zamezeno posunu ve směru y . Směr z byl poté uchycen pouze podél spodní levé hrany v tomto směru. Okrajové podmínky lze vidět na obr. 4.18 a 4.20. Protože jde pouze o doplňkový model, uvažuje se pouze rozdělení konečných prvků D.



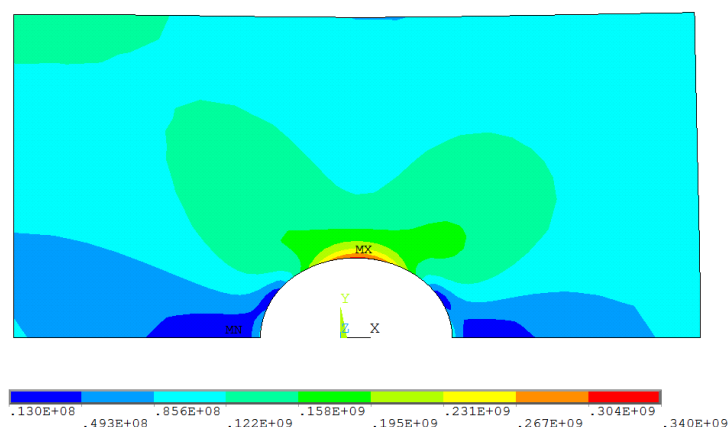
Obr. 4.15 Rozdělení D – okrajové podmínky, zatížení



Obr. 4.16 Rozdělení D – Misesovo napětí σ_{red}



Obr. 4.17 Rozdělení D – okrajové podmínky, zatížení

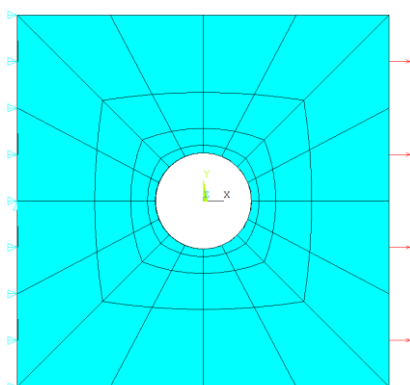


Obr. 4.18 Rozdělení D – Misesovo napětí σ_{red}

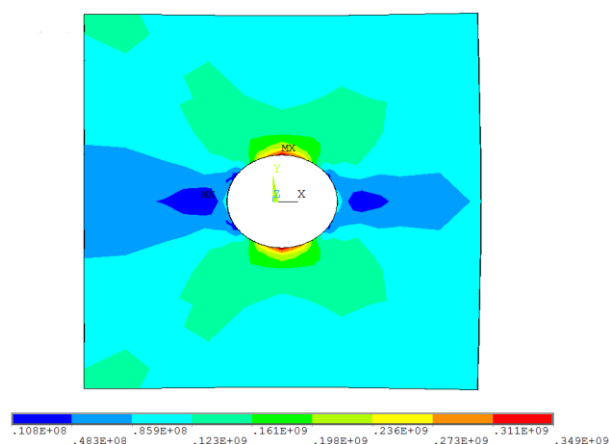
Jak je možno vidět z obr. 4.16 a obr. 4.18, maximální hodnota napětí σ v okolí šroubu je přibližně 340 MPa. To je hodnota, která odpovídá výsledkům, zjištěným u modelu 3 (viz podkapitoly 4.1.4 a 4.1.5). Odchylka činící přibližně 7 % mezi čtvrtinovým (model 1) a celým modelem (model 3) je tedy připisována okrajovým podmínkám použitým při řešení úlohy symetrie. Ve čtvrtinovém modelu (model 1) jsou okrajové podmínky uvažovány v osách symetrie a zatížení tahovým napětím je poté po odzrcadlení, aby vznikl celý model, na levé i pravé straně modelu. Kdežto v celém modelu (model 3) jsou okrajové podmínky uvažovány na levé straně a zatížení na pravé, tedy rozdílně oproti čtvrtinovému. Jak je možno vidět na obr. 4.1, není přípoj táhla tažen na obou stranách, proto je využití celého modelu uvažováno jako lepší řešení.

4.1.4 Rozdělení na plném modelu rovinné napjatosti

Obdobně jako v kapitole 4.1.1 byl zvolen prvek PLANE183 a nastaven jako rovinná napjatost s tloušťkou. Materiálové charakteristiky pro ocel $E = 210 \text{ GPa}$ a $\nu = 0,3$. Geometrie modelu je patrná na obr. 4.2, zatížení rovnoměrným tahovým napětím σ_a o velikosti 100 MPa a okrajové podmínky jsou patrné z obr. 4.19, kdy je zabráněno posunu ve směru x podél celé krajní hrany a ve směru osy y pouze v jednom bodě a to uprostřed krajní strany.

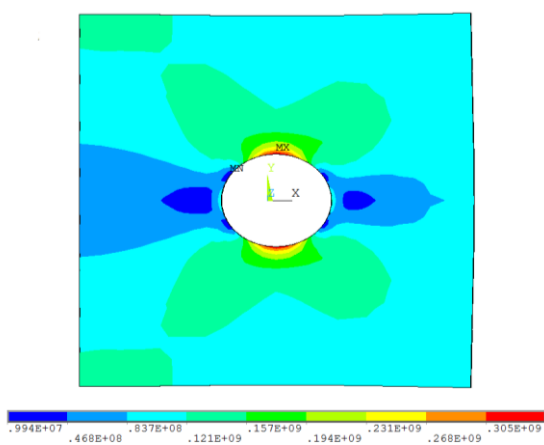


Obr. 4.19 Rozdělení B –
okrajové podmínky, zatížení

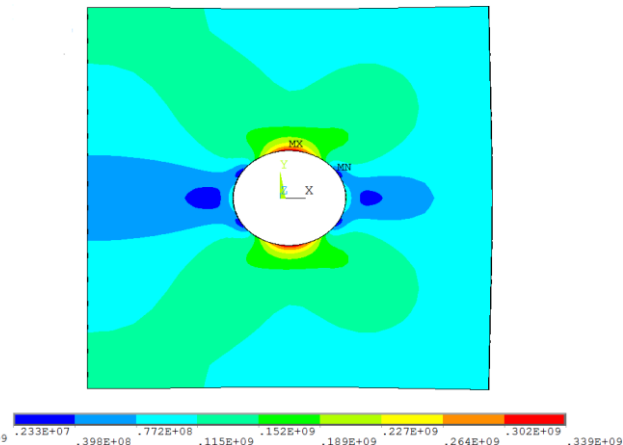


Obr. 4.20 Rozdělení B –
Misesovo napětí σ_{red}

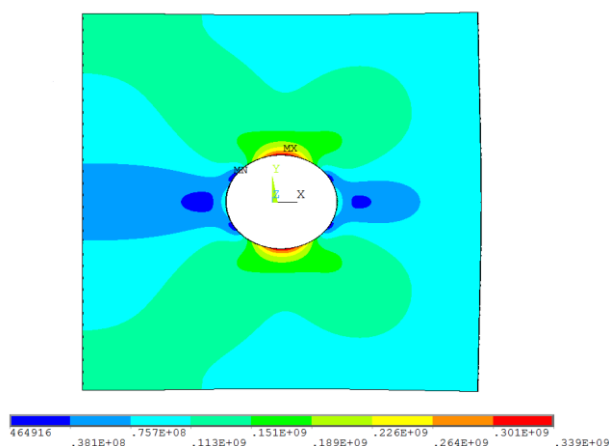
Protože rozdělení konečných prvků je obdobné jako u modelu 1 s tím rozdílem, že je model odzrcadlen kolem roviny yz a poté xz , nejsou uváděny veškeré obrázky okrajových podmínek a zatížení pro jednotlivá rozdělení.



Obr. 4.21 Rozdělení C –
Misesovo napětí σ_{red}



Obr. 4.22 Rozdělení D –
Misesovo napětí σ_{red}



Obr. 4.23 Rozdělení E – Misesovo napětí σ_{red}

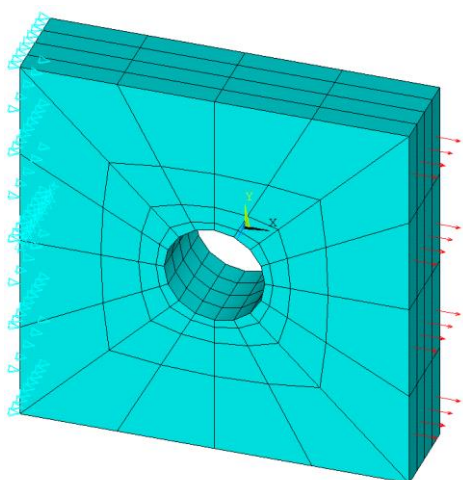
Z tabulky 4.3 je možno vypořádat, že pro prvek PLANE183 a rovinnou napjatost při zvolené síti konečných prvků, je plně dostačující rozdělení C, tedy 8 prvků na stranu, avšak dostáváme nepřesné průběhy napětí (viz obr. 4.21). Rozdělení D a E jsou shodná, použití 32 prvků na stranu nepřináší žádné zpřesnění výsledků.

Tab. 4.3 Přehled výsledků pro model 3 – rovinná napjatost

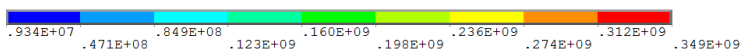
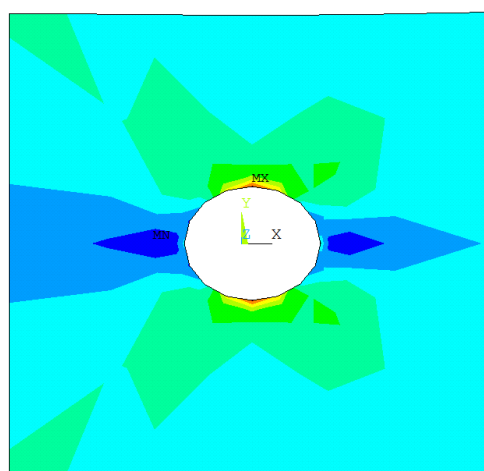
Rozdělení prvků	Maximální Misesovo napětí σ_{red} [MPa]	Rozdíl výsledků k nejpřesnějšímu řešení [%]
Rozdělení B	349	2,9
Rozdělení C	342	0,9
Rozdělení D	339	0
Rozdělení E	339	-

4.1.5 Rozdělení na plném modelu prostorové úlohy

Geometrie modelu a zatížení je v této úloze použito stejné, jako v kapitole 4.1.4 s rozdílem, že nyní se uvažuje model jako prostorový. Konečné prvky byly vybrány jako SOLID186. Okrajové podmínky byly zvoleny podle obr. 4.24 tak, kdy na krajní ploše bylo zabráněno v posunu ve směru osy x , v polovině této plochy byla vybrána úsečka, podél které byl zabráněn posun ve směru osy y a z . Po tloušťce byly zvoleny 4 konečné prvky.



Obr. 4.24 Rozdělení B –
okrajové podmínky, zatížení



Obr. 4.25 Rozdělení B –
Misesovo napětí σ_{red}

Z obr. 4.24 je patrné, že rozdělení sítě je totožné s úlohou rovinné napjatosti, pouze přibyly prvky po tloušťce modelu. Z důvodu podobnosti obrázků rozložení sítě jako v kapitole 4.1.4, nebudou znova uváděny.

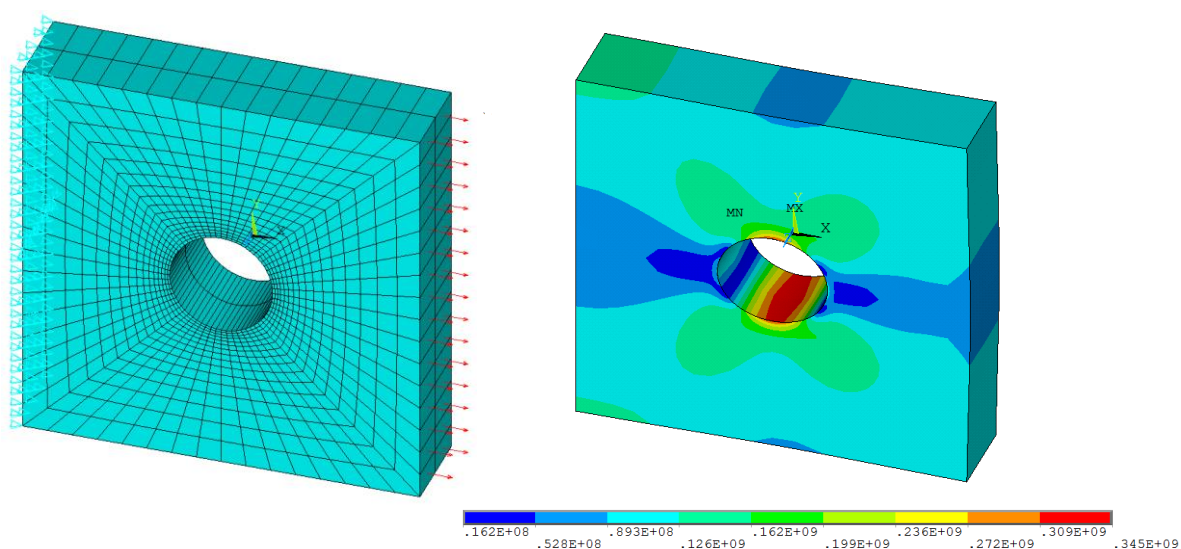
Výsledky v tab. 4.4 při zvolené síti konečných prvků opět potvrdily, že rozdělení C konečných prvků by bylo dostatečné, ale vznikají poté nepřesné průběhy napětí. Rozdělení D a E jsou opět shodná, není potřeba používat rozdělení E. Rozdělení D, 16 konečných prvků na stranu, je tedy plně dostatečné.

Tab. 4.4 Přehled výsledků pro model 3 – prostorová úloha

Rozdělení prvků	Maximální Misesovo napětí σ_{red} [MPa]	Rozdíl výsledků k nejpřesnějšímu řešení [%]
Rozdělení B	349	2,6
Rozdělení C	343	0,9
Rozdělení D	340	0
Rozdělení E	340	-

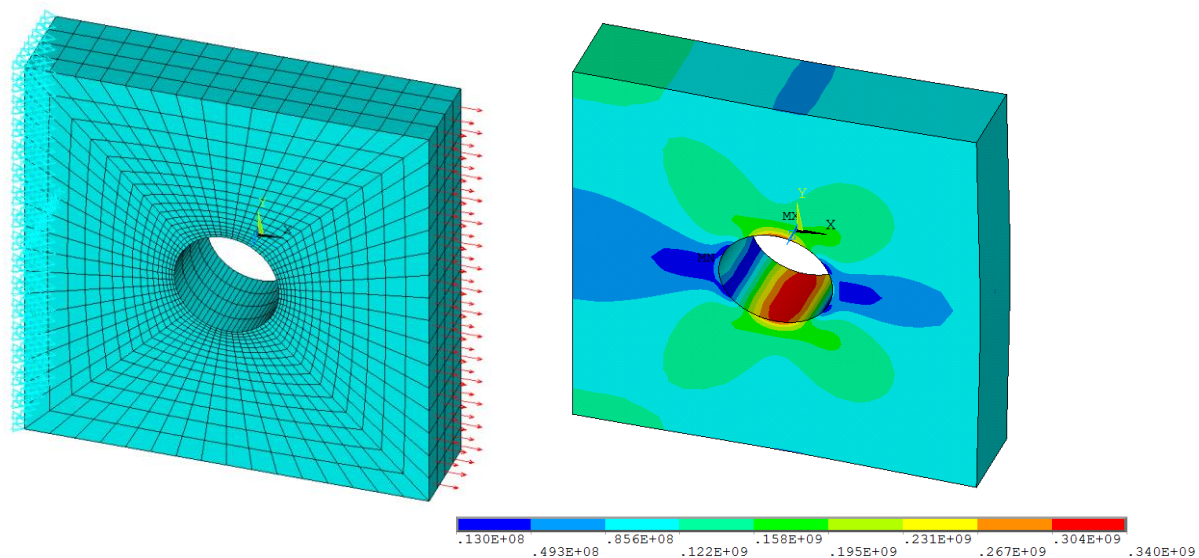
4.1.6 Rozdělení prvků po tloušťce

Předchozí kapitoly ukázaly, že rozdělení prvků po šířce a výšce je dostatečné pro přesnost výsledků, když obsahuje 16 konečných prvků na stranu. Nepředpokládá se vliv konečných prvků po tloušťce za významný, proto se ověří pouze změna 2, 4 a 8 prvků.



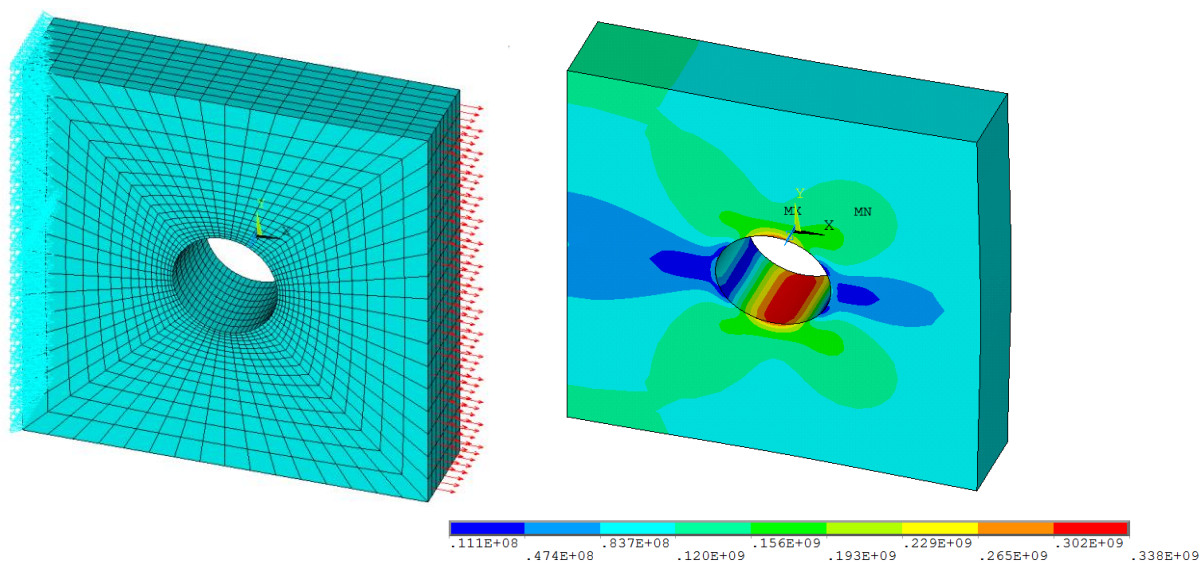
Obr. 4.26 Rozdělení D – okrajové podmínky, zatížení, 2 prvky

Obr. 4.27 Rozdělení D – Misesovo napětí σ_{red} , 2 prvky



Obr. 4.28 Rozdělení D –
okrajové podmínky, zatížení, 4 prvky

Obr. 4.29 Rozdělení D –
Misesovo napětí σ_{red} , 4 prvky



Obr. 4.30 Rozdělení D –
okrajové podmínky, zatížení, 8 prvků

Obr. 4.31 Rozdělení D –
Misesovo napětí σ_{red} , 8 prvků

Tab. 4.5 Přehled výsledků změny prvků po tloušťce

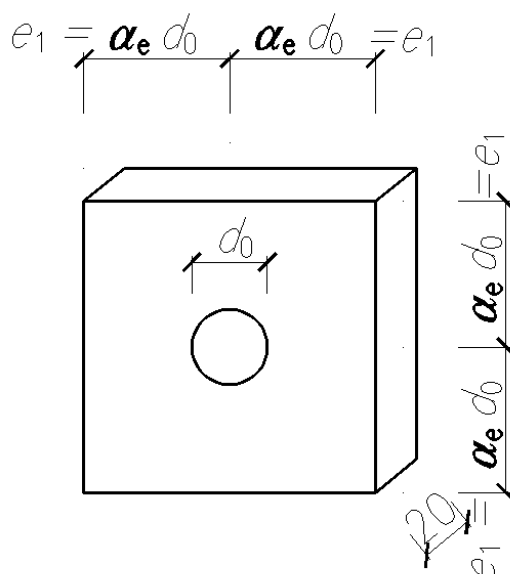
Počet prvků po tloušťce pro rozdělení D	Maximální Misesovo napětí σ_{red} [MPa]	Rozdíl výsledků k nejpřesnějšímu řešení [%]
2	345	2,1
4	340	0,6
8	338	-

Z tabulky 4.5 je možno pozorovat, že počet prvků po tloušťce nemá výrazný vliv na výsledky napětí v okolí otvoru. Pro všechny další výpočty se tedy bude počítat se sítí, která bude mít rozdělení D (16 prvků po délce strany) a 4 prvky po tloušťce. Sudá čísla prvků a zvolené počty tvoří optimální poměr mezi rychlostí výpočtu, nejmenším počtem konečných prvků a přesností výsledku, u kterých bude odchylka menší než 1 %.

4.2 Ověření napětí při změně vzdáleností od otvoru k okraji

V podkapitole 2.1.2 se podle normy ČSN EN 1993-1-8 [4] uvádí minimální, doporučené a maximální vzdálenosti otvoru od okraje. V této podkapitole se bude zjišťovat, při jaké vzdálenosti od otvoru se již napětí σ_{max} nebude měnit a bude se blížit teoretické hodnotě $3\sigma_a$, podle upraveného vzorec (3.3), platného pro nekonečně velkou stěnu s otvorem.

Sledovány budou posuny ve směru osy x , y a celkové (u_x , u_y , u_{sum}), normálová napětí σ_x a σ_y , smykové napětí τ_{xy} a redukované Misesovo napětí σ_{red} . Srovnávat se bude normálové napětí σ_x s hodnotou $3\sigma_a$ (konkrétně 300 MPa, neboť na model se uvažuje konstantní tahové napětí σ_a o velikosti 100 MPa). Modelů bude uvažováno 11, kdy vzdálenost k okraji prvku (rozměr e_1) se bude měnit s násobkem α_e průměr otvoru d_0 . Názorně lze geometrii vidět na obr. 4.32.



Obr. 4.32 Geometrie modelu

Postupuje se v základu po násobku jednoho průměru otvoru (modely F1, F6, F8, F9, F10), dále s ověřením minimálních (model F2), minimálních doporučených (model F4), doporučených (model F7), maximálních vzdáleností (model F11) podle normy ČSN EN 1993-1-8 [4] a na rozměru podle obr. 4.2 (model F5), který odpovídá výchozímu modelu této práce na obr. 4.1. Všechny velikosti rozměrů lze vyčíst z tabulky 4.6. Uvažován byl model 3, tedy celý, jak je uvedeno v podkapitole 4.1. Konečný prvek byl zvolen PLANE183 a nastaven jako rovinná napjatost s tloušťkou. Materiálové charakteristiky pro ocel nastaveny $E = 210 \text{ GPa}$ a $\nu = 0,3$. Okrajové podmínky jsou zvoleny jako v podkapitole 4.1.4, kdy je zabráněno posunu ve směru x podél celé krajní hrany a ve směru osy y pouze v jednom bodě, a to uprostřed krajní hrany.

Tab. 4.6 *Přehled použitých modelů*

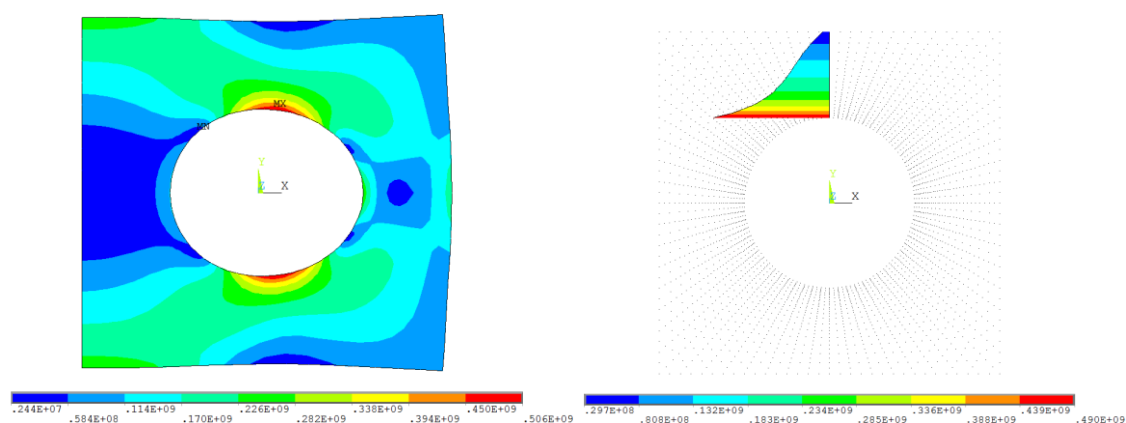
Označení modelu	Násobek průměru otvoru d_0 α_e [-]	Velikost vzdálenosti k okraji e_1 [mm]	Poznámka
F1	1,0	22	-
F2	1,2	26	Minimální vzdálenost e_1
F3	1,5	33	-
F4	1,8	40	Minimální doporučená vzdálenost e_1
F5	1,9	42,5	Vzdálenost e_1 podle výchozího modelu
F6	2,0	44	-
F7	2,3	50	Doporučená vzdálenost e_1
F8	3,0	66	-
F9	4,0	88	-
F10	5,0	110	-
F11	5,5	120	Maximální vzdálenost e_1

Zjištěné výsledky jednotlivých veličin lze poté přehledně najít v tabulce 4.7. Pro každý model byly zaznamenány grafické výstupy pro redukované Misesovo napětí σ_{red} , viz obr. 4.33 – 4.36 a obr. 4.44 – 4.49. Pouze pro model F5, tedy výchozí model studie, byly zaznamenány grafické výstupy pro každou hodnotu, které lze nalézt na obr. 4.37 – 4.43.

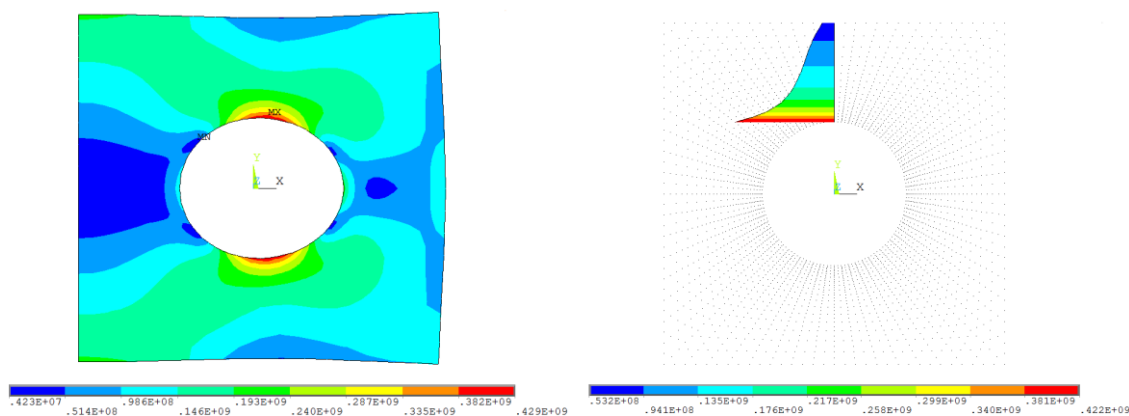
Tab. 4.7 Přehled výsledků

Označení modelu	Posun u_x [mm]	Posun u_y [mm]	Posun celkový u_{sum} [mm]	Normálové napětí σ_x [MPa]	Normálové napětí σ_y [MPa]	Smykové napětí τ_{xy} [MPa]	Misesovo napětí σ_{red} [MPa]
F1	0,053	0,016	0,053	501	234	161	506
F2	0,048	0,013	0,048	425	151	134	429
F3	0,047	0,011	0,047	369	85,8	114	370
F4	0,050	0,010	0,050	345	65,5	104	345
F5	0,052	0,010	0,052	339	64,0	102	339
F6	0,053	0,010	0,053	336	63,3	101	336
F7	0,057	0,011	0,057	328	61,0	97,1	328
F8	0,070	0,012	0,070	315	57,6	91,9	315
F9	0,089	0,014	0,089	307	54,9	88,4	306
F10	0,109	0,017	0,109	302	52,8	86,1	301
F11	0,118	0,019	0,118	301	52,1	85,2	300

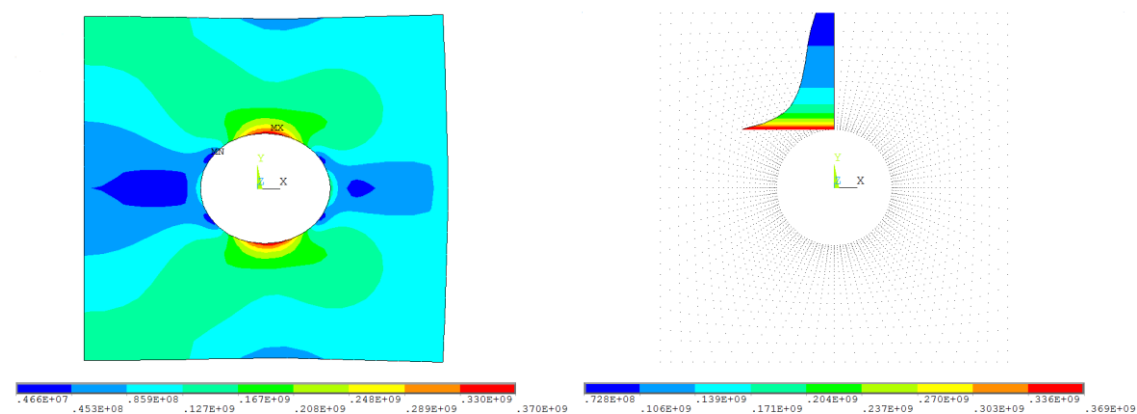
Jak je z tabulky 4.7 možno vidět, při pětinasobku rozměru otvoru d_0 (F10), se hodnota redukovaného Misesova napětí přibližně rovná maximální možné teoretické hodnotě $\sigma_{\text{max}} = 300$ MPa. Grafické výstupy Misesova napětí jsou doplněny o průběh napětí od hrany otvoru k hraně stěny, aby bylo zjištěno, v jaké vzdálenosti od otvoru se napětí ustálí a bude mít již konstantní průběh.



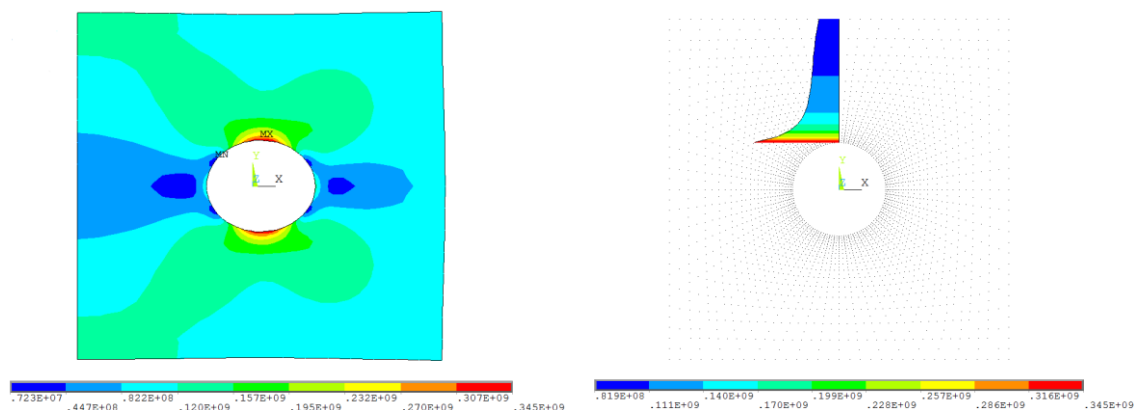
Obr. 4.33 Model 3 F1 – Misesovo napětí σ_{red}



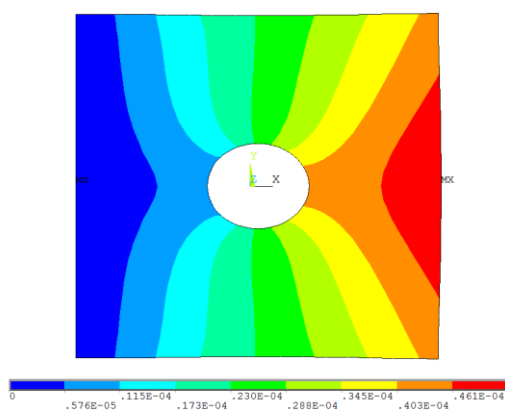
Obr. 4.34 Model 3 F2 – Misesovo napětí σ_{red}



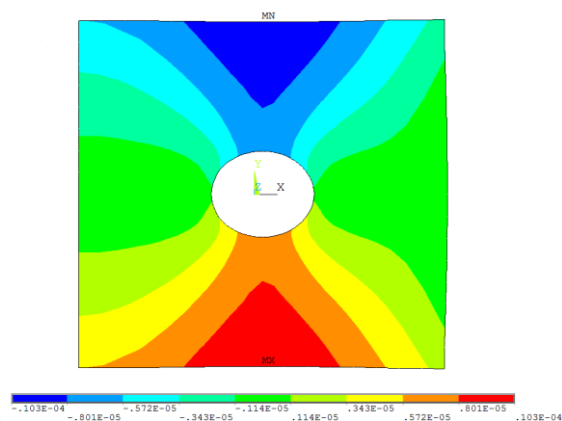
Obr. 4.35 Model 3 F3 – Misesovo napětí σ_{red}



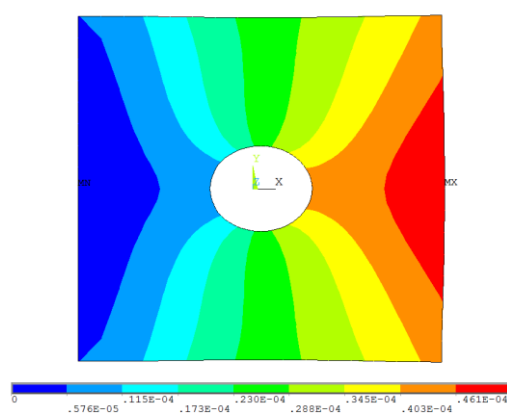
Obr. 4.36 Model 3 F4 – Misesovo napětí σ_{red}



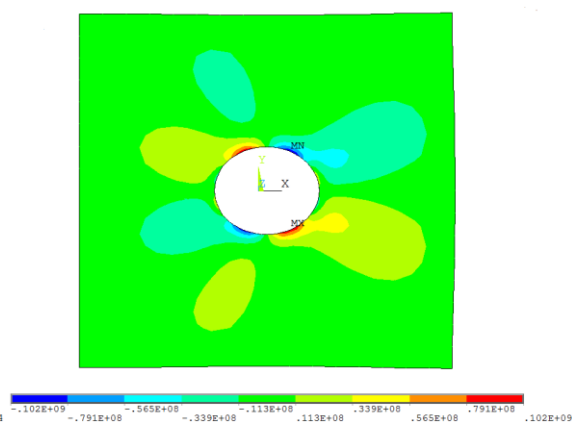
Obr. 4.37 Model 3 F5 – Posun u_x



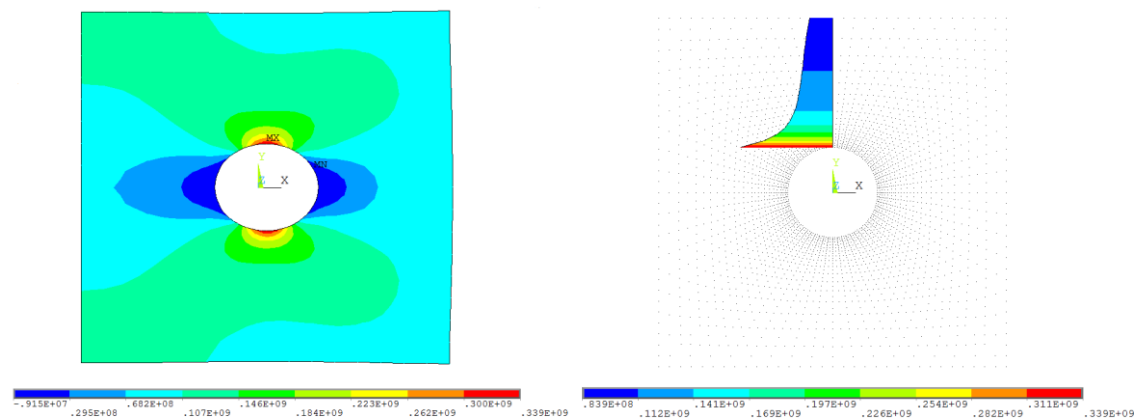
Obr. 4.38 Model 3 F5 – Posun u_y



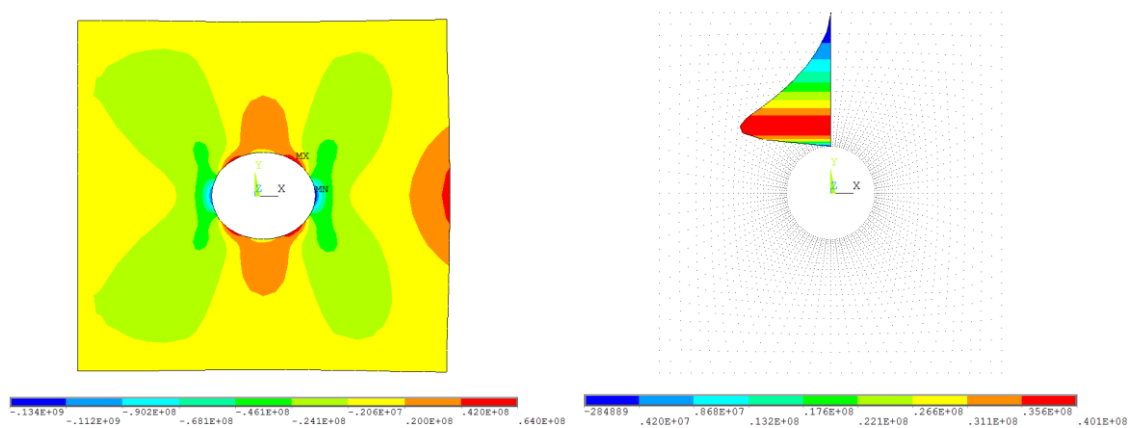
Obr. 4.39 Model 3 F5 – Posun u_{sum}



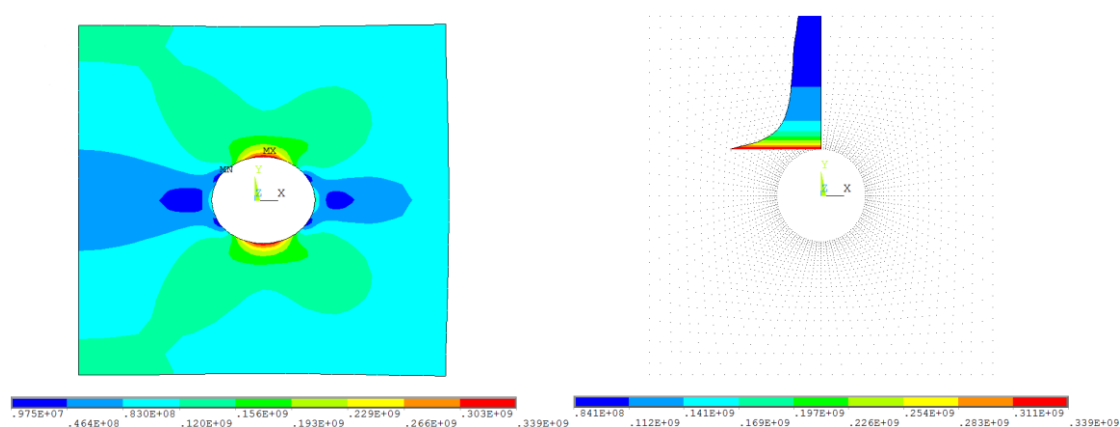
Obr. 4.40 Model 3 F5 – Smykové napětí τ_{xy}



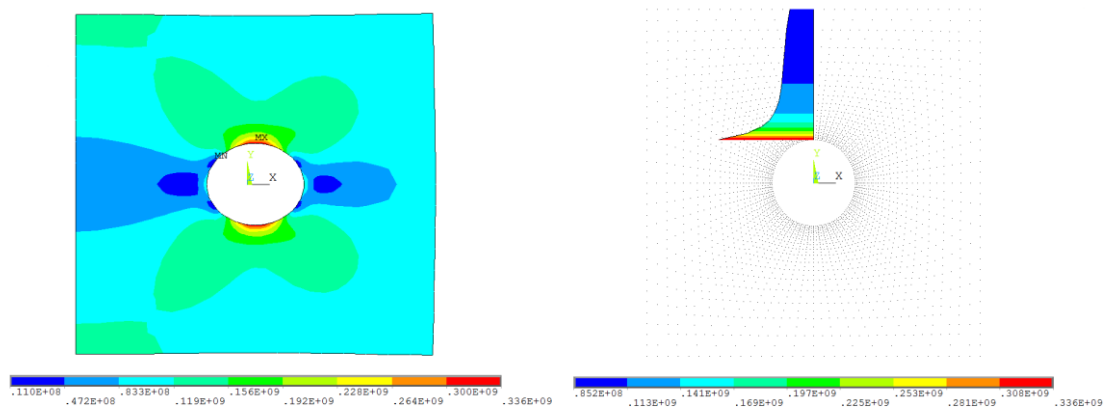
Obr. 4.41 Model 3 F5 – Normálové napětí σ_x



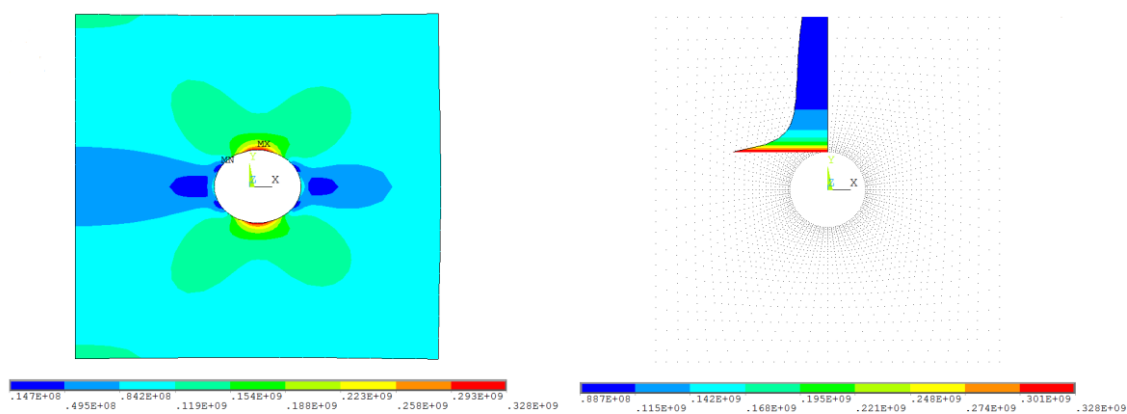
Obr. 4.42 Model 3 F5 – Normálové napětí σ_y



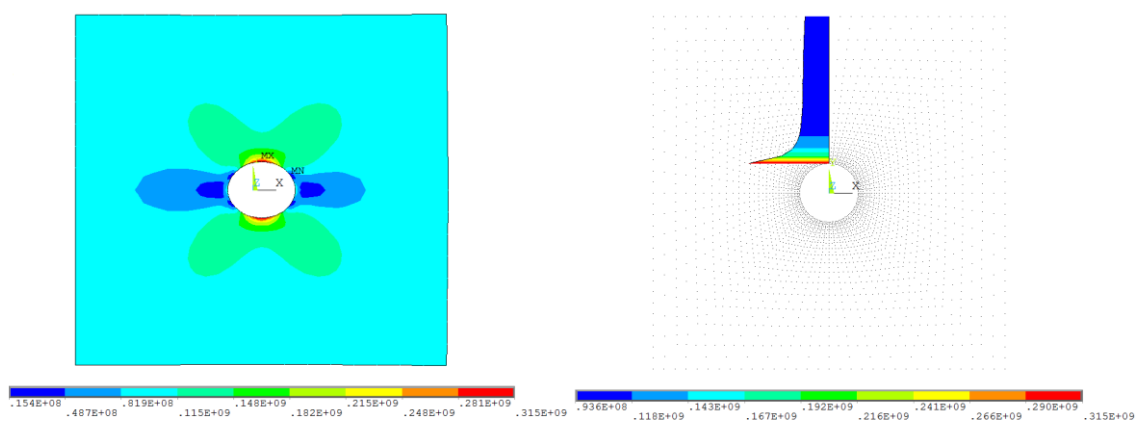
Obr. 4.43 Model 3 F5 – Misesovo napětí σ_{red}



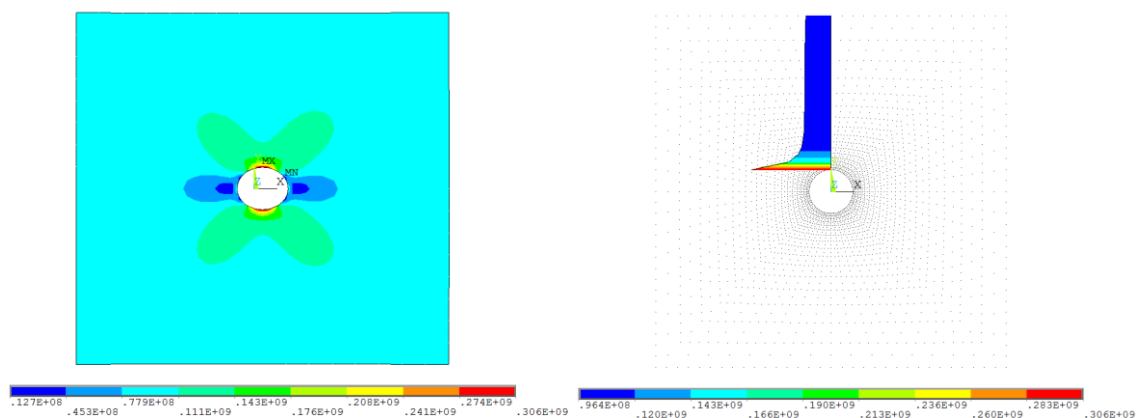
Obr. 4.44 Model 3 F6 – Misesovo napětí σ_{red}



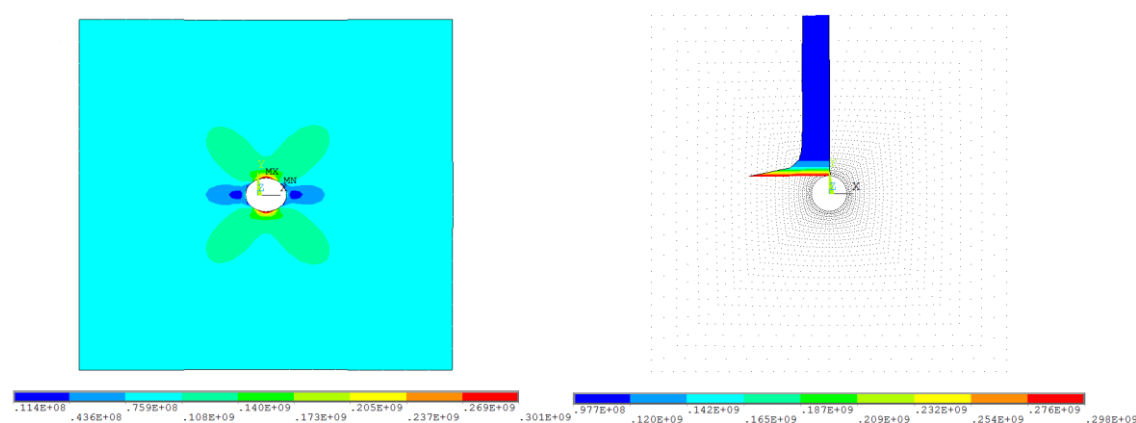
Obr. 4.45 Model 3 F7 – Misesovo napětí σ_{red}



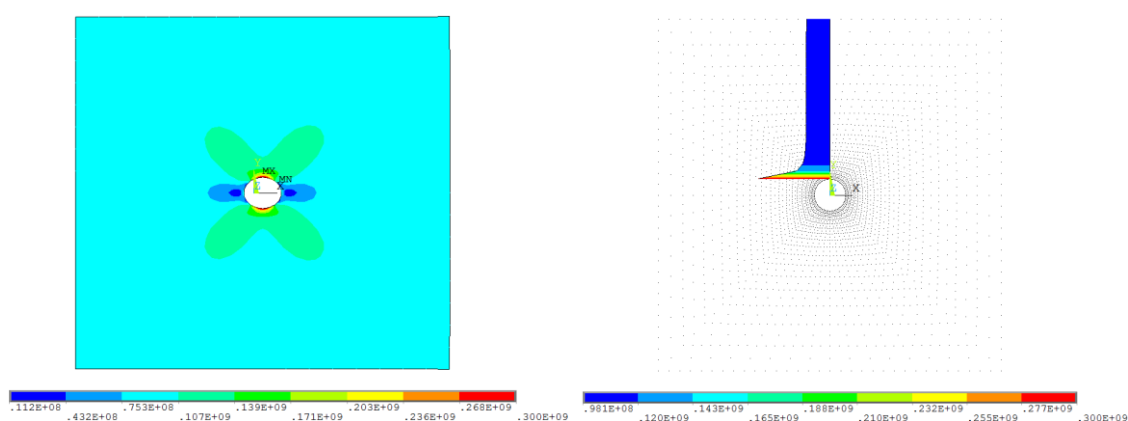
Obr. 4.46 Model 3 F8 – Misesovo napětí σ_{red}



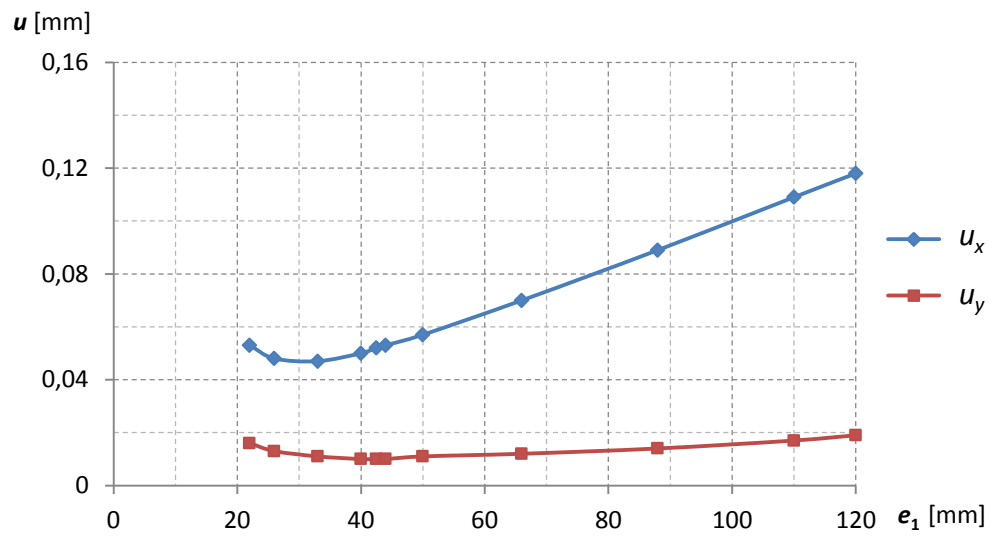
Obr. 4.47 Model 3 F9 – Misesovo napětí σ_{red}



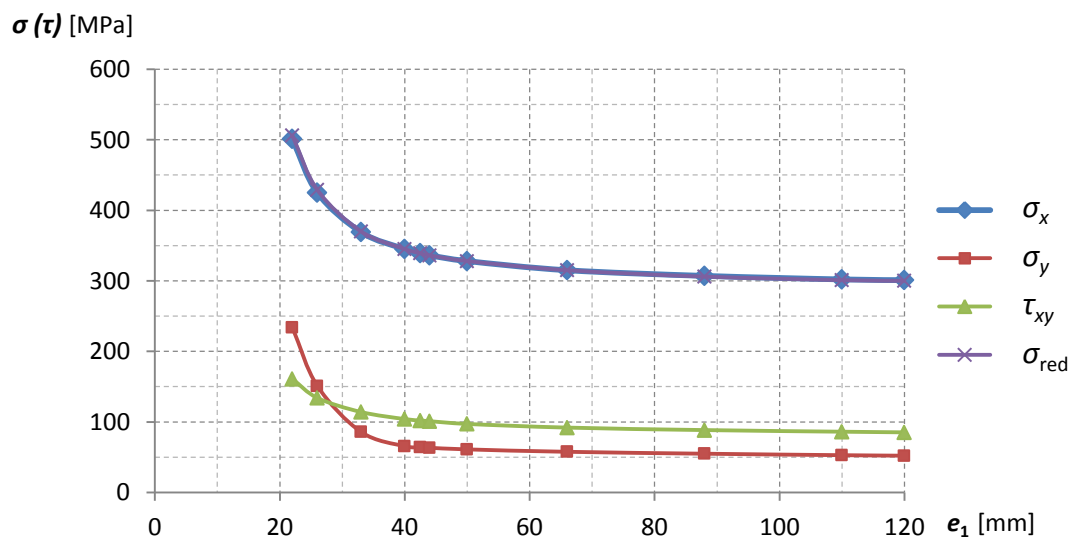
Obr. 4.48 Model 3 F10 – Misesovo napětí σ_{red}



Obr. 4.49 Model 3 F11 – Misesovo napětí σ_{red}



Obr. 4.50 Graf závislosti vzdálenosti ke kraji prvku e_1 na posunu u



Obr. 4.51 Graf závislosti vzdálenosti ke kraji prvku e_1 na napětí σ (τ)

Při konstantním tahovém napětí na ploše, dochází se zvyšováním rozměru e_1 i k lineárnímu zvyšování výsledné tahové síly. Překvapivé je zjištění, že se zvyšováním rozměru e_1 dochází nejdříve ke snižování maximálních posunů podél osy x a y , až do násobku $1,5e_1$ (model F3). Teprve poté dochází k navyšování posunů přibližně lineárně (viz graf na obr. 4.51). Důležité je poznamenat, že při dosažení výsledné tahové síly do grafu místo rozměru e_1 , zůstal průběh grafu stejný právě díky lineární závislosti mezi těmito veličinami.

Normálové napětí σ_x bylo zjištěno téměř shodné s redukováným Misesovým napětím σ_{red} a má klesající tendenci. Při násobku $5e_1$ (model F10) došlo prakticky ke shodě s teoretickým vzorcem pro nekonečně velkou stěnu s otvorem $\sigma_{max} = 3\sigma_a = 300$ MPa. Při tomto rozměru lze tedy stěnu uvažovat jako nekonečně velkou v této úloze. Misesovo napětí σ_{red} v blízkosti okraje v žádném zkoumaném případě nedosáhlo napětí od zatížení $\sigma_a = 100$ MPa, pouze se mu přiblížilo u modelu F11 na hodnotu $\sigma_{red} = 98,1$ MPa. Lze zjednodušeně uvažovat, že napětí na okraji stěny pro maximální možnou vzdálenost otvoru od okraje (rozměr e_1) je přibližně stejné, jako vyvozené zatížení tahovým napětím. Lze tedy říci, že se jedná o stěnu, na jejímž konci již není změna napětí ovlivněná otvorem pro šroub, tedy že napětí je rovnoměrně rozložené po celé její délce.

Jak je patrné z tab. 4.7, minimální (model F2) a minimální doporučené (model F4) vzdálenosti od okraje mají výrazně vyšší napětí v okolí otvoru oproti doporučené vzdálenosti (model F7), kde maximální napětí je pouze o 10 % vyšší než maximální možné u nekonečně velké stěny s otvorem.

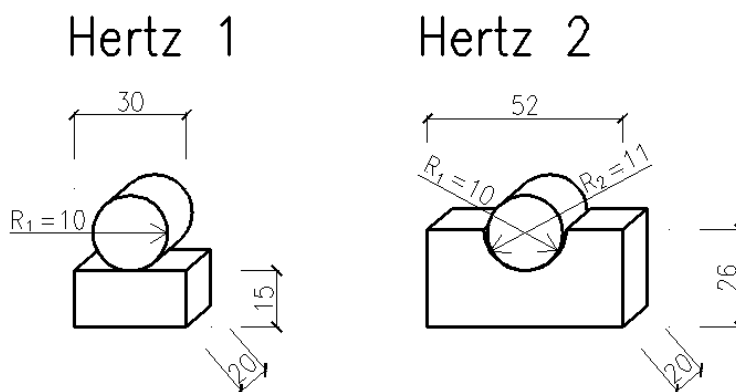
Problémy s nesymetrií výsledků v důsledku okrajových podmínek vymizely při rozměru, kdy byl násobek $4e_1$ (model F9).

5 OTLAČENÍ ŠROUBU

Tato kapitola se zaměří na vliv otláčení a průběhy napětí v okolí otvoru, kdy se použije k výpočtu v programu ANSYS kontaktní úloha. Maximální kontaktní napětí se bude srovnávat s analytickým vzorcem podle Hertze (3.7). V prvním kroku se ověří platnost vzorců a nastavení konečných prvků pro otláčení válce s rovinou a poté válce s válcovou prohlubní. V dalším kroku se tyto poznatky aplikují na model stěny s otvorem.

5.1 Ověření platnosti vzorců Hertzova kontaktu

Kontakt je úloha nelineární a k lepším výsledkům konvergence se doporučuje využít několika zjednodušení. Úloha je řešena jako rovinná napjatost s tloušťkou, tím se ušetří počet použitých konečných prvků a urychlí výpočet. Jako konečné prvky byly zvoleny lineární (PLANE 182) neboť kvadratické, které by se pro popis pláště válce hodily více, hůře konvergují v této úloze. Geometrie je patrná na obr. 5.1, kdy budou uvažovány dvě základní úlohy. Hertz 1 označuje kontakt válce s rovinou, který reprezentuje otláčení šroubu o plech s oválným otvorem. Hertz 2 je poté úloha, která reprezentuje otláčení šroubu o plech s kruhovým otvorem. Poloměr válce R_1 činí 10 mm, což odpovídá šroubu M20.

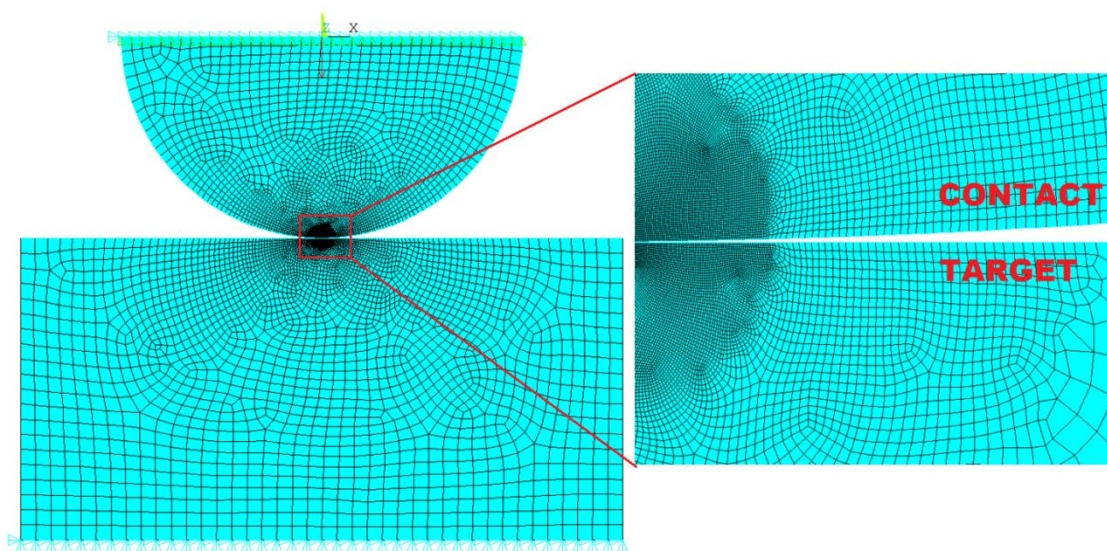


Obr. 5.1 Geometrie modelů

Pro zjednodušení a ušetření počtu konečných prvků byla horní polovina válce oříznuta, neboť není k výpočtu potřeba. Materiálové charakteristiky nastaveny pro ocel $E = 210$ GPa, $\nu = 0,3$ a součinitel tření $\mu = 0$. Přestože na kontaktu ocel – ocel dochází ke tření, zavádí se toto zjednodušení jako další předpoklad úspěšné konvergence. K dalšímu doporučení patří, že místo kontaktu materiálů musí mít dostatečně hustou síť konečných prvků, jinak výpočet nebude konvergovat.

5.1.1 Kontakt válce s rovinou

V první úloze byla vytvořena síť (viz obr. 5.2), kdy místo kontaktu bylo zahuštěno pomocí funkce „Refine“. Spodní hrana uvažované roviny byla vetknuta, horní hraně půlválce pak zabráněno ve vodorovném posunu. Toto zabránění posunu bylo potřeba z důvodů spuštění výpočtu, protože samotné nastavení kontaktu nestačilo zabránění pohybu tělesa. Na horní hranu půlválce byla též použita funkce „Couple DOFs“, která zabezpečila roznos zatížení do všech uzlů, aby nevznikalo lokální maximum pod silou, která byla stanovena jako $F = 1000$ N.



Obr. 5.2 Hertz 1 – Síť KP, okrajové podmínky, zatížení

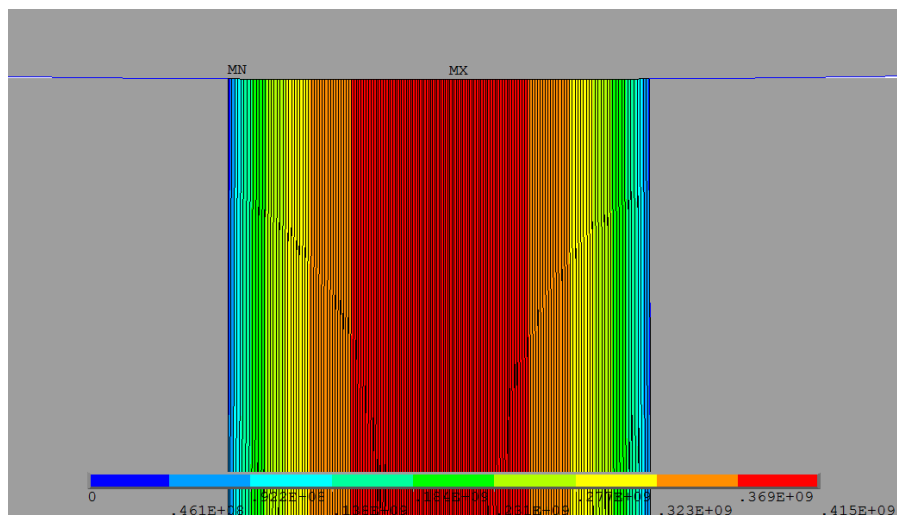
Velmi důležitým krokem je samotné nastavení kontaktu. Je potřeba určit linii cíle „target surface“ (konečný prvek TARGE169), do které bude těleso zatlačováno a linii kontaktu „contact surface“ (konečný prvek CONTA172). V nastavení konečného

prvku kontaktu byla vybrána možnost „Close gap“ (KEYOPT(5) = 1), která uzavírá počáteční mezeru, aby nedocházelo k pohybu tělesa. Přestože na první pohled vypadá, že se tělesa dotýkají, v důsledku vytváření sítě a numerického vyčíslování, dochází mezi tělesy k mezeře v řádu pikometrů. Problém numerických kontaktů je průnik uzlů do opačného prvku a poté numerická nestabilita. Z toho důvodu je potřeba nastavit hodnotu normálové penalizace tuhosti FKN „Normal penalty stiffness“. Její hodnota v ideálním případě nabývá nekonečna, ale poté by výpočet trval nekonečně dlouho. V případech, kdy převládá obyč, by měla být hodnota $FKN \leq 1$. V našem případě jde ovšem o objemový problém tzv. „bulk problem“, kdy $FKN \geq 1$ [10]. Ve většině pomocné literatury se při problémech, kdy výpočet nekonverguje, doporučuje zmenšovat tuto hodnotu nezávisle na problému. Tento postup nebyl správný a vedl k horším výsledkům. Při nastavení na hodnotu 10 již výpočet konvergoval, ale s chybou ve výsledku kolem 15 %. Nastavení na hodnotu 1000 zvýšilo počet iterací, prodloužilo však znatelně čas výpočtu, ale konvergence byla uspokojivější a výsledky se blížili analytickému řešení. K výpočtu bylo použito vzorce (3.7).

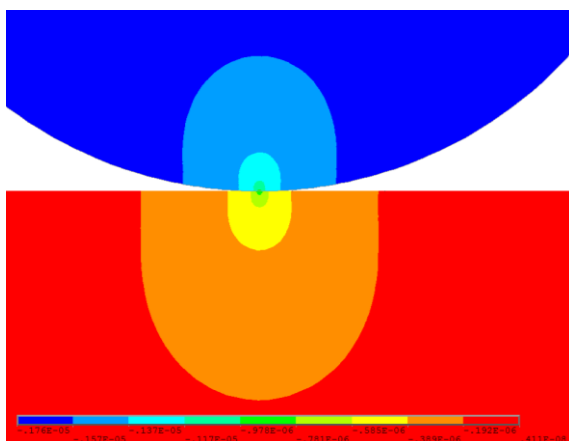
$$p_{01}^2 = 0,175 E \frac{F}{b} \frac{1}{R_1} = 0,175 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{1000}{0,02} \frac{1}{0,01} = 1,838 \cdot 10^{17} \text{ Pa}^2 \quad (5.1)$$

$$p_{01} = \sqrt{1,838 \cdot 10^{17}} = 429 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 429 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

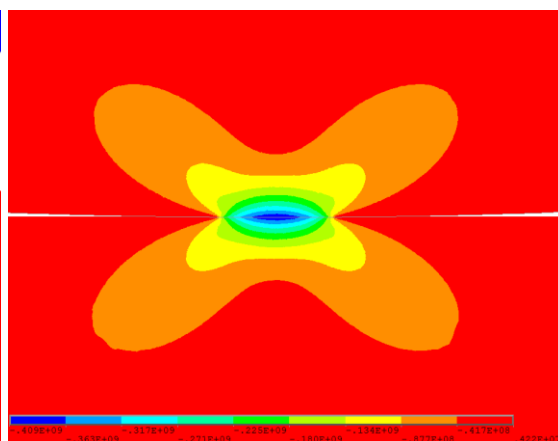
Jak je ze vzorců (5.1) a (5.2) možno vidět, kontaktní napětí p_{01} by se mělo blížit 429 MPa. S výše uvedeným nastavením se model přiblížil této hodnotě s výsledkem $p_{01} = 415 \text{ MPa}$ (viz obr. 5.3). Svislé čáry na obrázku znázorňují konečné prvky. Sledován byl posun v ose y , normálová napětí σ_x a σ_y , smykové napětí τ_{xy} a redukované Misesovo napětí σ_{red} .



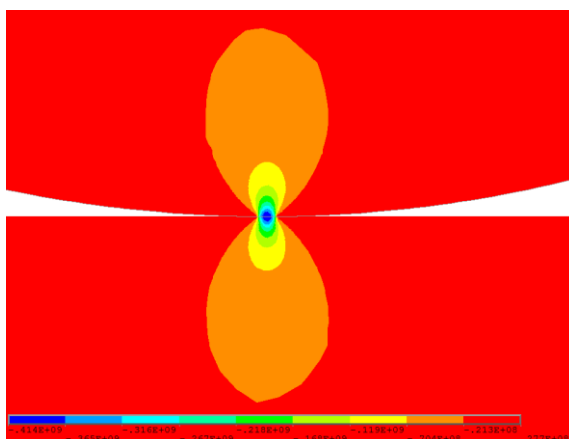
Obr. 5.3 Hertz 1 – Kontaktní napětí p_{01}



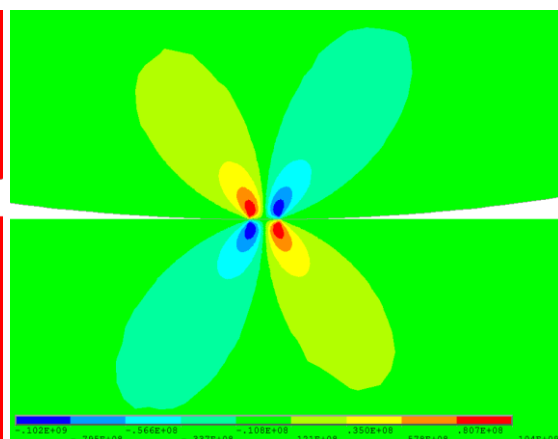
Obr. 5.4 Hertz 1 – Posun u_y



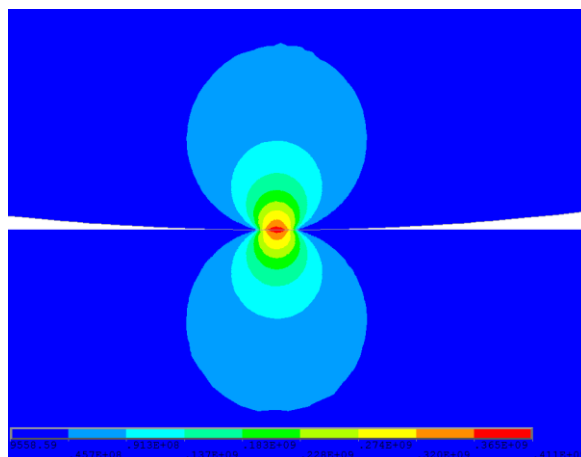
Obr. 5.5 Hertz 1 – Normálové napětí σ_x



Obr. 5.6 Hertz 1 – Normálové napětí σ_y



Obr. 5.7 Hertz 1 – Smykové napětí τ_{xy}



Obr. 5.8 Hertz 1 – Misesovo napětí σ_{red}

Tab. 5.1 Přehled výsledků Hertz 1

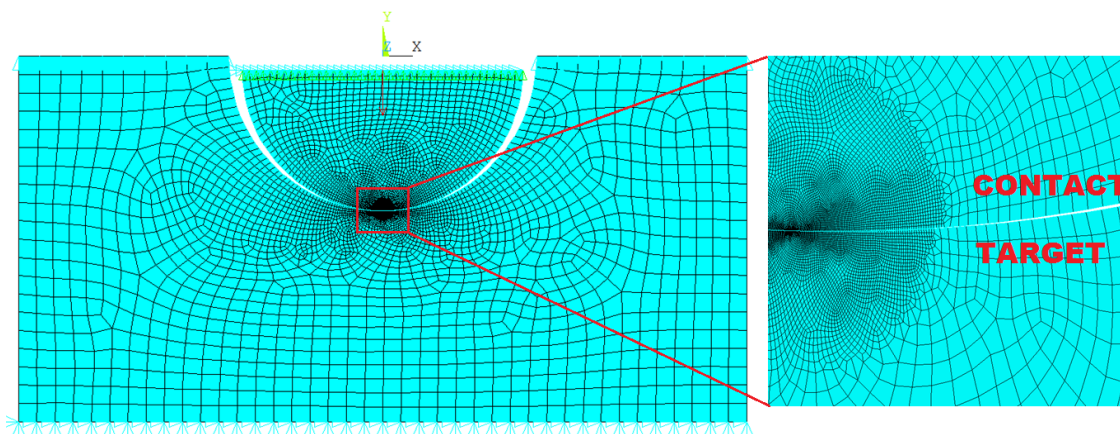
Označení modelu	Posun u_y [mm]	Normálové napětí σ_x [MPa]	Normálové napětí σ_y [MPa]	Smykové napětí τ_{xy} [MPa]	Misesovo napětí σ_{red} [MPa]	Kontaktní napětí p_{01} [MPa]
Hertz 1	0,002	409	414	104	411	415

Z tabulky 5.1 je možno vidět, že i při vysokém počtu konečných prvků nebylo dosaženo přesného řešení. Kontaktní napětí p_{01} má chybu oproti analytickému vzorci přibližně 3,3 %, což je ale považováno za dostatečně přesný výsledek.

Důležité je poznamenat, že byla zkoušena velká škála nastavení kontaktu konečného prvku, žádné nastavení ovšem nevedlo ke konvergenci výpočtu a přesnějšímu řešení, než zjištěné a aplikované nastavení. Autor tohoto textu si všimnul, že se snižováním hodnoty FKN klesá konvergence výpočtu a výsledky maximálního napětí. Poté zkusil naopak tuto hodnotu zvyšovat, což vedlo ke konvergenci a tomuto řešení.

5.1.2 Kontakt válce s válcovou prohlubní

Druhá úloha připomíná svou geometrií obvyklý otvor pro šroub, který řeší i tato diplomová práce. Postup modelování a nastavení konečných prvků je obdobný jako v podkapitole 5.1.1. Okrajové podmínky byly nastaveny viz obr 5.9, kdy spodní hrana tělesa s válcovou prohlubní byla vetknuta a horním hranám zamezeno posunu podél osy y . Půlválcí bylo opět zamezeno na horní hraně posunu podél osy x .



Obr. 5.9 Hertz 2 – Síť KP, okrajové podmínky, zatížení

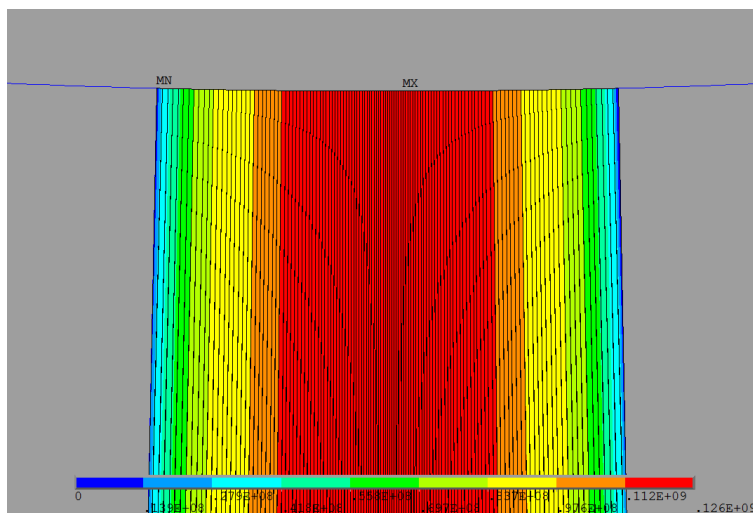
Zatížení bylo zvoleno $F = 1000$ N. Hodnota normálové penalizace tuhosti „Normal penalty stiffness“ zvolena $FKN = 100$. Je to menší hodnota než v případě kontaktu válce s rovinou. Důvodem může být, že kontaktní plocha je vyšší než u první úlohy, z toho důvodu vychází kontaktní napětí nižší, jak je uvedeno ve vzorcích (5.3) až (5.6), a není potřeba nastavení velké penalizace tuhosti.

$$\frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \frac{1}{10} + \frac{1}{-11} = 0,909 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1} \quad (5.3)$$

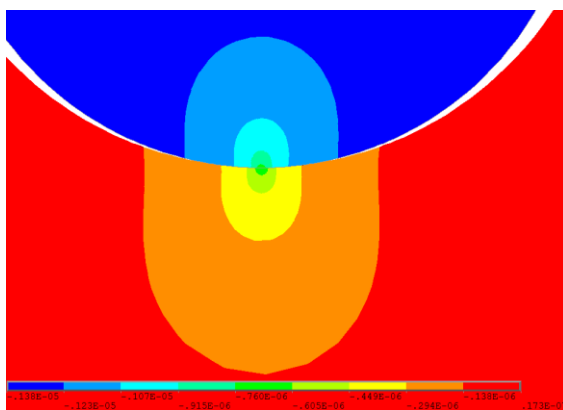
$$R_e = 110 \text{ mm} = 0,11 \text{ m} \quad (5.4)$$

$$p_{02}^2 = 0,175 E \frac{F}{b} \frac{1}{R_e} = 0,175 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{1000}{0,02} \frac{1}{0,11} = 1,670 \cdot 10^{16} \text{ Pa}^2 \quad (5.5)$$

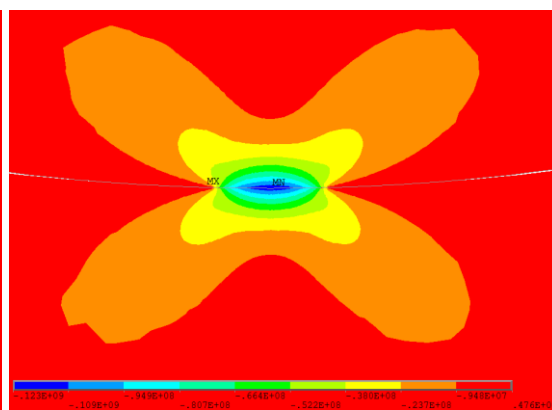
$$p_{02} = \sqrt{1,670 \cdot 10^{16}} = 129 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 129 \text{ MPa} \quad (5.6)$$



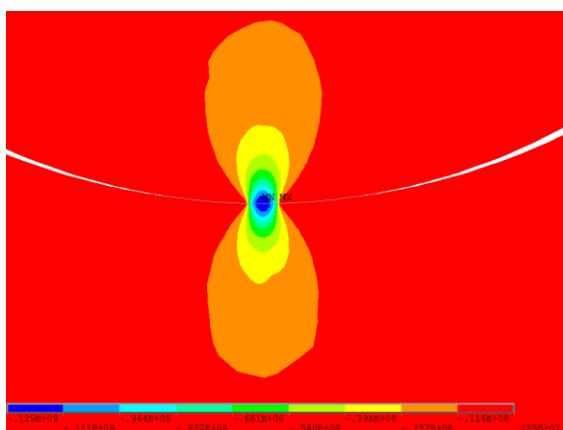
Obr. 5.10 Hertz 2 – Kontaktní napětí p_{02}



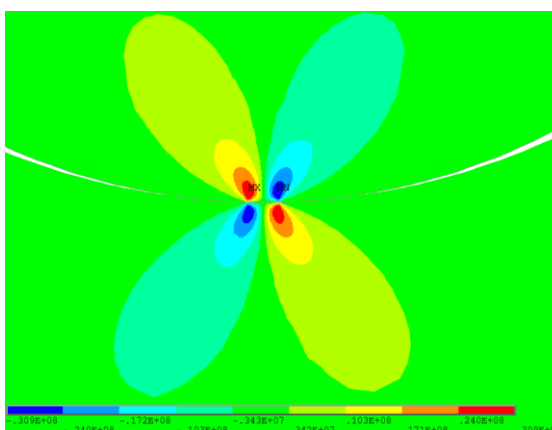
Obr. 5.11 Hertz 2 – Posun u_y



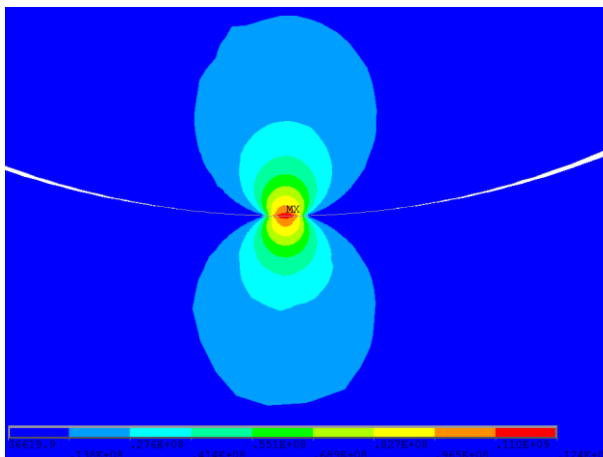
Obr. 5.12 Hertz 2 – Normálové napětí σ_x



Obr. 5.13 Hertz 2 – Normálové napětí σ_y



Obr. 5.14 Hertz 2 – Smykové napětí τ_{xy}



Obr. 5.15 Hertz 2 – Misesovo napětí σ_{red}

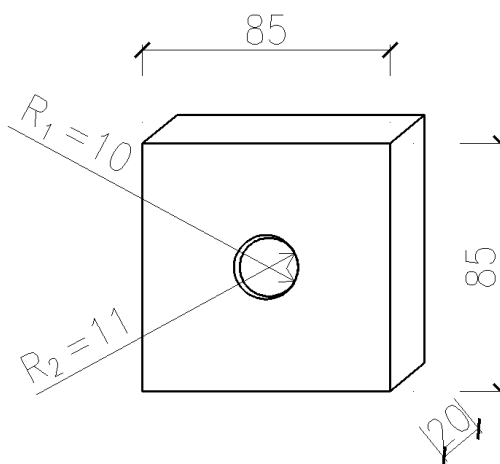
Tab. 5.2 Přehled výsledků Hertz 2

Označení modelu	Posun u_y [mm]	Normálové napětí σ_x [MPa]	Normálové napětí σ_y [MPa]	Smykové napětí τ_{xy} [MPa]	Misesovo napětí σ_{red} [MPa]	Kontaktní napětí p_{02} [MPa]
Hertz 2	0,001	123	125	30,9	124	126

Průběhy posunů a napětí od kontaktu vypadají obdobně v obou případech, mění se pouze maximální hodnoty v důsledku změny kontaktní plochy. Odchylka kontaktního napětí p_{02} v případě kontaktu válce s válcovou prohlubní činí 3 MPa přibližně 2,3 %. V tabulce 5.2 lze nalézt přehledně výsledky všech veličin. Z obrázků 5.12 a 5.13 je vidět nepřesnost průběhů napětí na výsledcích v důsledku ne tak výrazného zahuštění sítě, jako v úloze Hertz 1. To jen dokazuje, jak je tato úloha citlivá na hustotu sítě, přestože by se podle obr. 5.9 mohlo zdát, že je síť jemná. Poznatky, které byly učiněny v těch to úlohách, pomohou v následující podkapitole, kde se uplatní na model stěny s otvorem.

5.2 Aplikace Hertzova kontaktu na model stěny s otvorem

V této podkapitole se bude zjišťovat vliv kontaktu na průběh napětí na desce s otvorem. K této úloze využijeme model 3 F5 z kapitoly 4 doplněný o válec o průměru 20 mm představující šroub M20 (viz obr. 5.16). Tento model bude nazván Hertz 3. Není v možnostech této diplomové práce ověřit průběh napětí na všech stěnách s otvorem, jako v kapitole 4, neboť nelineární výpočet má vyšší časové nároky a kontaktní úloha má potřebu zahuštění sítě v místě kontaktu, která tento čas ještě navyšuje.

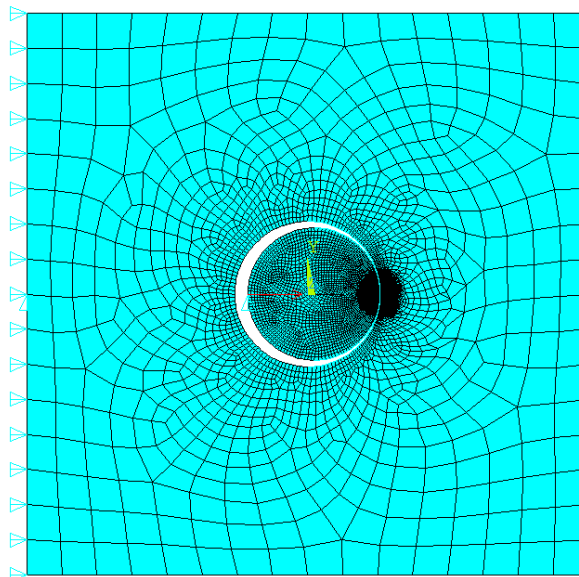


Obr. 5.16 Geometrie modelu Hertz 3

Model bude opět modelován jako rovinná napjatost s tloušťkou, okrajové podmínky budou použity stejné jako u modelu 3 F5, tedy zabráněno posunu v ose x podél celé levé hrany modelu a ve směru y pouze v jednom bodě v ose symetrie. Válcí zabráněno v jednom bodě v posunu podél osy y . Zatížení nebude uvažováno rovnoměrné tahové napětí 100 MPa jako v předchozím případě, ale je potřeba ho přepočítat na ekvivalentní sílu, kterou se poté zatíží válec obdobně jako v podkapitole 5.1.2. Tento přepočet je proveden ve vzorci (5.7).

$$F = \sigma_a A = 100 \cdot 10^6 \cdot 0,085 \cdot 0,02 = 170000 \text{ N} \quad (5.7)$$

Z důvodu zahuštění sítě konečných prvků kolem očekávaného bodu kontaktu, vypadá síť rozdílně oproti modelu 3 F5. Celý model včetně použité sítě lze vidět na obr. 5.17.



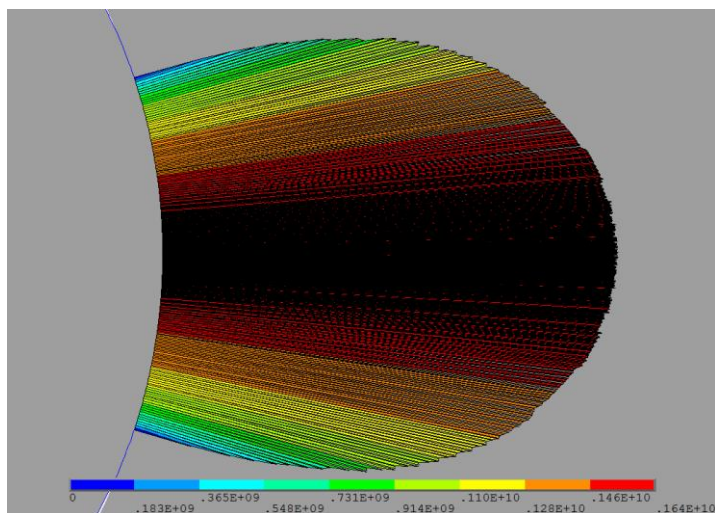
Obr. 5.17 Hertz 3 - Síť KP, okrajové podmínky, zatížení

Stejně jako v předchozích případech se vypočte maximální kontaktní napětí pro ověření správnosti výpočtu. Hodnota normálové penalizace tuhosti „Normal penalty stiffness“ zvolena $FKN = 100$. Ekvivalentní poloměr R_e zůstává nezměněn oproti úloze Hertz 2.

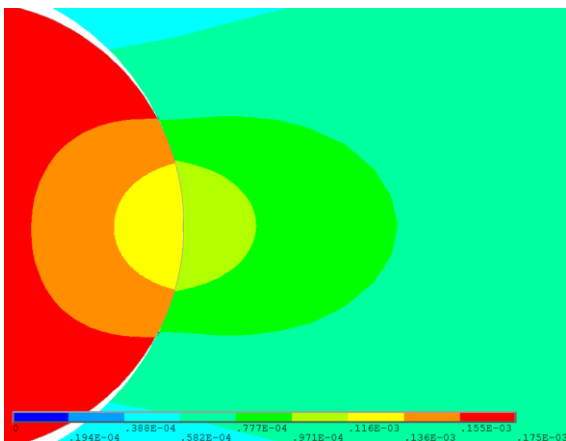
$$p_{03}^2 = 0,175 E \frac{F}{t} \frac{1}{R_e} = 0,175 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{170000}{0,02} \frac{1}{0,11} = 2,840 \cdot 10^{18} \text{ Pa}^2 \quad (5.8)$$

$$p_{03} = \sqrt{2,840 \cdot 10^{18}} = 1685 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1685 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

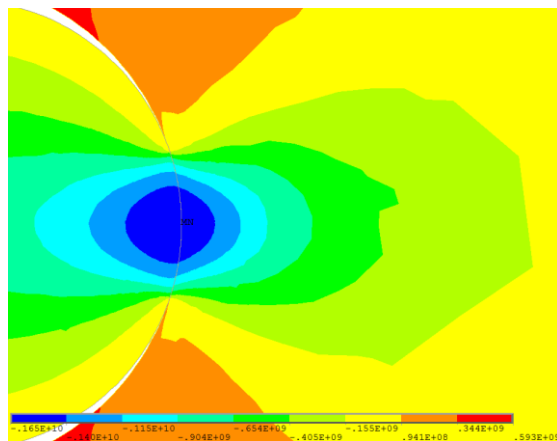
Výpočet se opět potýkal s problémy s konvergencí, změna hodnoty normálové penalizace tuhosti FKN neřešila problém, tak jako v minulých případech. Hodnota byla ponechána na zjištěné, tedy $FKN = 100$. Na základě předchozích zkušeností s nekonvergencí základního modelu, byla změněna hodnota automatické změny tuhosti kontaktu „Auto Contact stiffness change“ na hodnotu „Very aggressive“ ($KEYOPT(6) = 2$), poté již výpočet konvergoval. Výsledek lze nalézt na obr. 5.18. Výsledky jsou rozděleny do dvou částí, kdy v první části (Hertz 3a) je zobrazen samotný kontakt, který je nyní otočen o 90° .



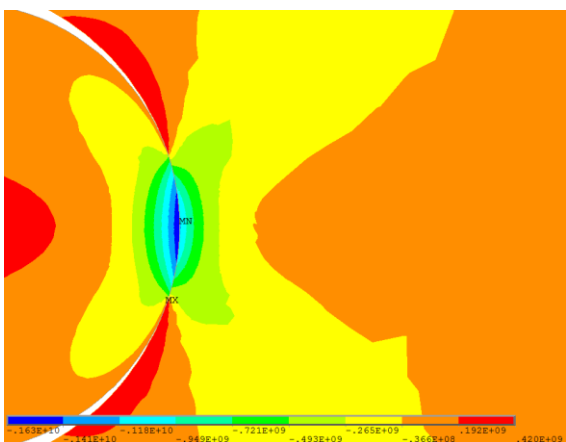
Obr. 5.18 Hertz 3a – Kontaktní napětí p_{03}



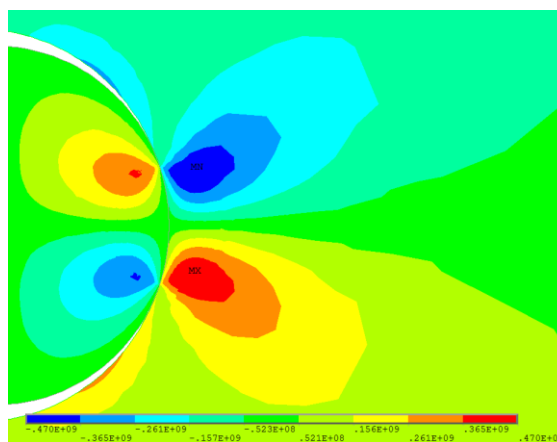
Obr. 5.19 Hertz 3a – Posun u_x



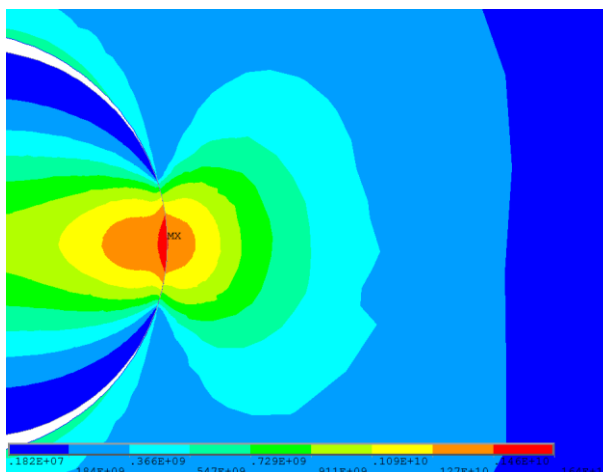
Obr. 5.20 Hertz 3a – Normálové napětí σ_x



Obr. 5.21 Hertz 3a – Normálové napětí σ_y



Obr. 5.22 Hertz 3a – Smykové napětí τ_{xy}



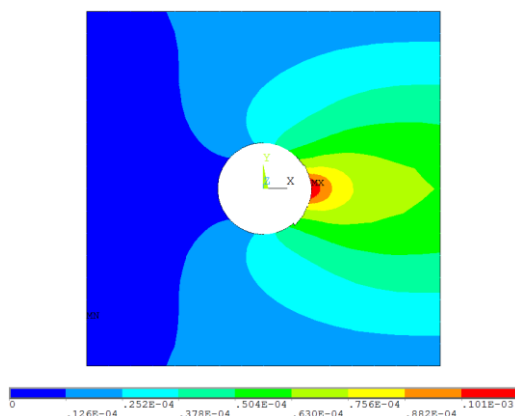
Obr. 5.23 Hertz 3a – Misesovo napětí σ_{red}

Je patrná podobnost s průběhy napětí u úlohy Hertz 2, všechny maximální hodnoty jsou vypsány v tabulce 5.3. Je vynechán sloupec celkových posunů u_{sum} , neboť průběhy a maximální hodnoty byly shodné s posunem podél osy x . U kontaktu je posun podél osy y v tomto případě zanedbatelný.

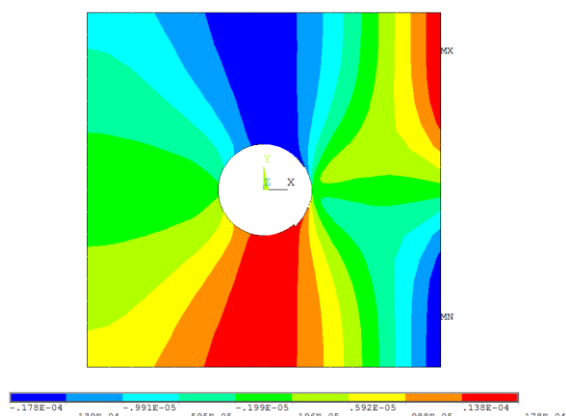
Tab. 5.3 Přehled výsledků Hertz 3

Označení modelu	Posun u_x [mm]	Posun u_y [mm]	Normálové napětí σ_x [MPa]	Normálové napětí σ_y [MPa]	Smykové napětí τ_{xy} [MPa]	Misesovo napětí σ_{red} [MPa]	Kontaktní napětí p_{02} [MPa]
Hertz 3a (kontakt)	0,175	-	1652	1633	470	1653	1644
Hertz 3b (stěna)	0,113	0,018	593	385	470	620	-

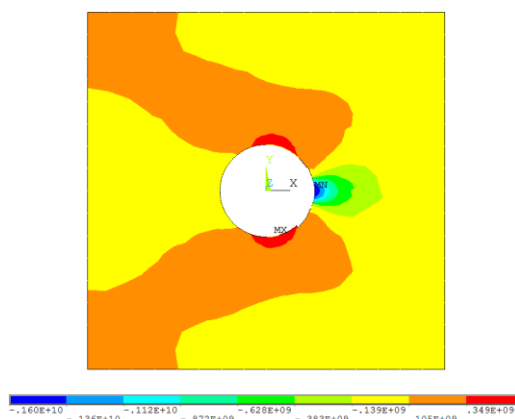
V druhé části (Hertz 3b) je stěna s otvorem bez oblasti kontaktu, aby průběh napětí nebyl ovlivněn extrémem vzniklým v tomto bodě. Hodnoty do tab. 5.3 jsou dosazovány z míst, kde byly maximální hodnoty v modelu 3 F5, z důvodu srovnání. Nelze jednoznačně určit, kde končí oblast ovlivněná kontaktem.



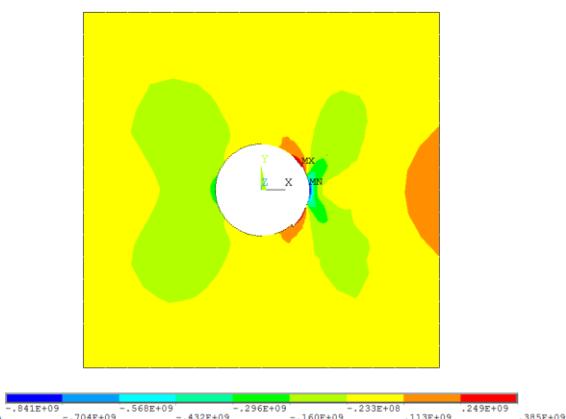
Obr. 5.25 Hertz 3b – Posun u_x



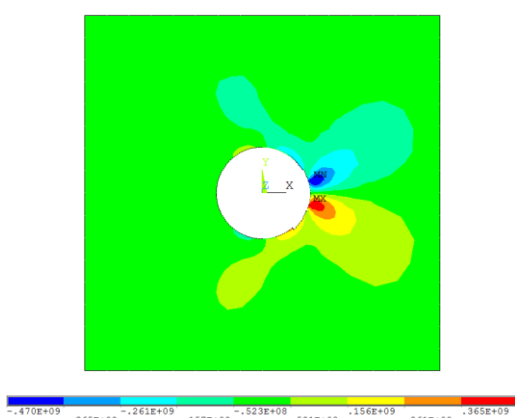
Obr. 5.26 Hertz 3b – Posun u_y



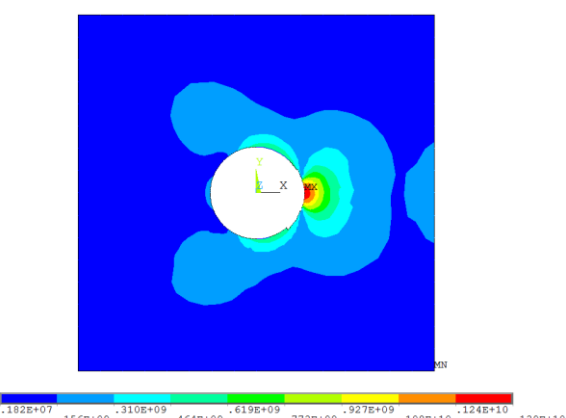
Obr. 5.27 Hertz 3b – Normálové
napětí σ_x



Obr. 5.28 Hertz 3b – Normálové
napětí σ_y



Obr. 5.29 Hertz 3b – Smykové
napětí τ_{xy}



Obr. 5.30 Hertz 3b – Misesovo
napětí σ_{red}

Na obrázcích je patrná nepřesnost průběhů napětí. Tento problém je způsoben omezením počtů konečných prvků studentské verze programu ANSYS. Většina konečných prvků je potřeba na řešení blízkého okolí kontaktu, jinak by program měl problémy s konvergencí.

Na obrázcích stěny (Hertz 3b) je též patrná podobnost průběhů posunů a napětí jako u modelu 3 F5 (str. 51 – 52), pouze se liší maximální hodnoty v důsledku kontaktního napětí a rozdílného způsobu namáhání.

Kontaktní napětí p_{03} bylo analyticky spočteno o velikosti 1685 MPa. Výpočet programem ANSYS se této hodnotě přiblížil na hodnotu 1644 MPa, což činí odchylku přibližně 2,4 %, tedy s vysokou přesností.

V této kapitole byla popsána problematika kontaktů a jejich aplikování na výpočtový model v programu ANSYS. Problémy s konvergencí v těchto případech způsobuje hlavně hodnota normálové penalizace tuhosti „Normal penalty stiffness“ (FKN), která je zavedena do modelu z důvodu metodiky výpočtu. Metoda penalizace je jednodušší na programování, ale trpí numerickou nestabilitou, která se kompenzuje právě touto hodnotou.

6 OVĚŘENÍ NAPĚTÍ KOUTOVÉHO SVARU

Tato kapitola se bude zabývat modelováním svarového spoje a ověření platnosti vzorců na rozklad napětí do jednotlivých složek. Smykového napětí rovnoběžně s osou svaru $\tau_{||}$, normálového napětí kolmého k ose svaru σ_{\perp} a smykového napětí kolmého k ose svaru τ_{\perp} .

Vytvořeny budou dvě úlohy, kdy v první úloze se vytvoří model založený na rozměrech z předchozích kapitol. Model (označený svar 1) bude zatížen rovnoběžně s osou svaru a měla by ve svaru vznikat pouze složka napětí $\tau_{||}$. V případě takového zatížení se uvažuje ve výpočtu, že složky napětí σ_{\perp} a τ_{\perp} nevznikají, což je pravda pouze za určitých podmínek. V druhé úloze (označené svar 2) bude vytvořeno několik modelů, ve kterých se bude lišit délka svaru. S touto změnou se ukáže, že teprve při určité vzdálenosti bude vliv kolmých složek napětí σ_{\perp} a τ_{\perp} zanedbatelný.

6.1 Rovnoběžná složka napětí koutového svaru

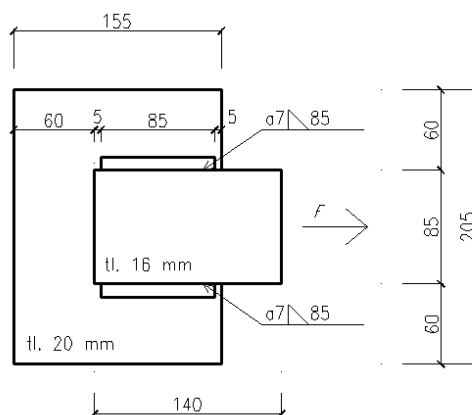
Pokud je spoj namáhaný rovnoběžně s rovinou svaru, předpokládá se vznik pouze smykových napětí $\tau_{||}$. Kolmá napětí se poté uvažují nulová, tedy $\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = 0$. V této podkapitole se bude zkoumat na konkrétním modelu, zdali platí vzorec (6.2) na výpočet rovnoběžné smykové složky a zdali jsou ostatní složky skutečně nulové. Vzorec je závislý na síle F působící rovnoběžně s rovnou svaru, na účinné výšce svaru a_s a účinné délce svaru l_s . Nejdříve je však potřeba přepočítat tahové napětí σ_a na ekvivalentní tahovou sílu (6.1). Do výpočtu poté tato síla musí být poloviční, neboť se síla rovnoměrně rozloží do obou svarů.

$$F = \frac{\sigma_a A}{2} = \frac{100 \cdot 10^6 \cdot 0,016 \cdot 0,085}{2} = 68000 \text{ N} \quad (6.1)$$

$$\tau_{||} = \frac{F}{a_s l_s} = \frac{68000}{0,007 \cdot 0,085} = 114 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 114 \text{ MPa} \quad (6.2)$$

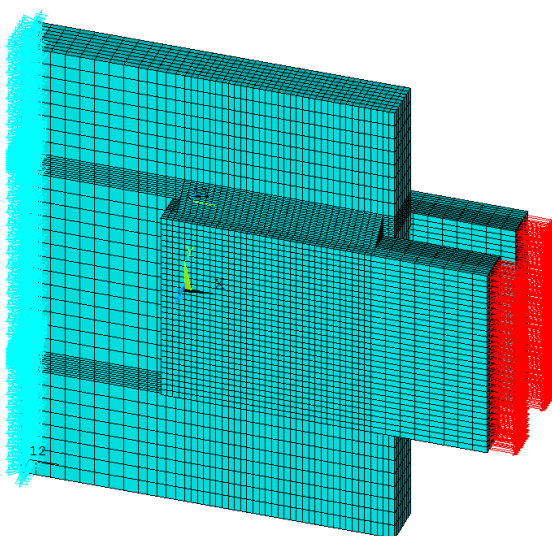
Úloha se bude uvažovat jako prostorová a symetrická, kdy táhlo je připojeno k plechu z obou stran, aby se odstranil vliv nesymetrie. Geometrii modelu lze názorně vidět na obr. 6.1.

Svar 1



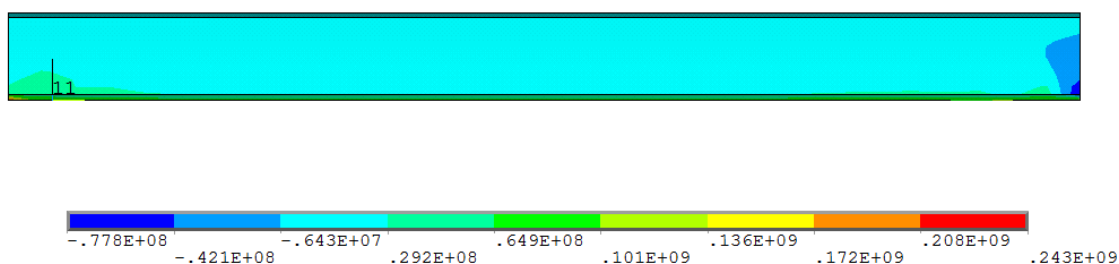
Obr. 6.1 Geometrie modelu svar 1

Konečné prvky byly zvoleny SOLID 185, materiálové charakteristiky nastaveny pro ocel $E = 210 \text{ GPa}$ a $\nu = 0,3$. Zatížení bylo uvažováno jako tahové napětí σ_a o velikosti 100 MPa. Okrajové podmínky nastaveny jako vetknutí, na levé straně plechu. Model včetně popsáných okrajových podmínek a zatížení lze vidět na obr. 6.2. Důležité při vytváření sítě je, aby na sebe uzly konečných prvků navazovaly jen v okolí svaru a nedocházelo ke spojení táhla a plechu.

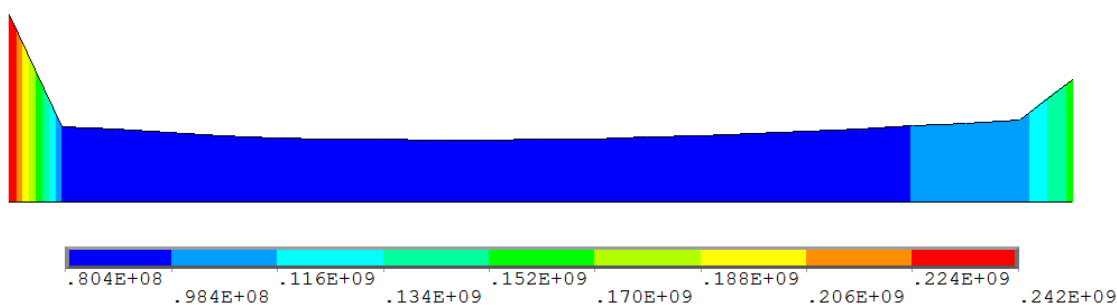


Obr. 6.2 Model svar 1

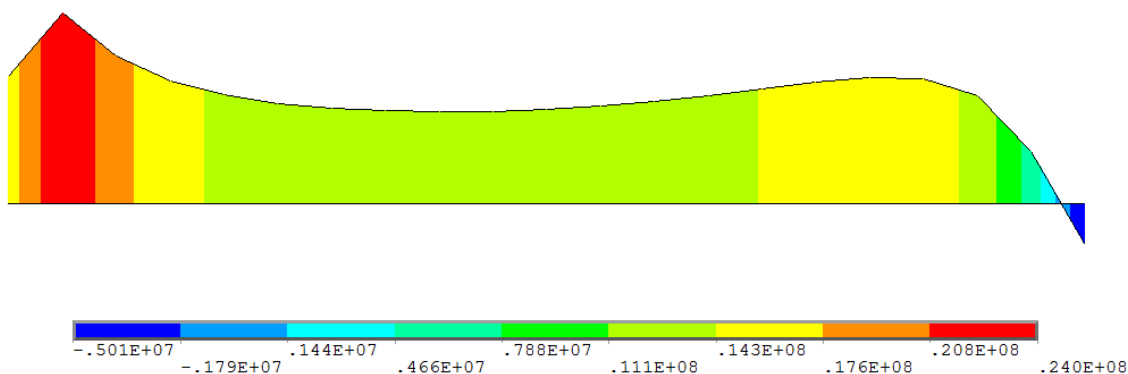
Při vyhodnocování výsledků se graficky zaznamenal průběh smykového napětí τ_{II} (viz obr. 6.3) pouze na účinné ploše svaru. Protože z obrázku nejsou moc patrné průběhy napětí, zaznamenaly se průběhy ještě zvlášť, kdy se zkoumaly dolní hrana účinné plochy svaru (značeno $\tau_{II,D}$), vodorovná osa svaru (značeno $\tau_{II,S}$) a horní hrana (značeno $\tau_{II,H}$) účinné plochy svaru (viz obr. 6.4 až 6.6).



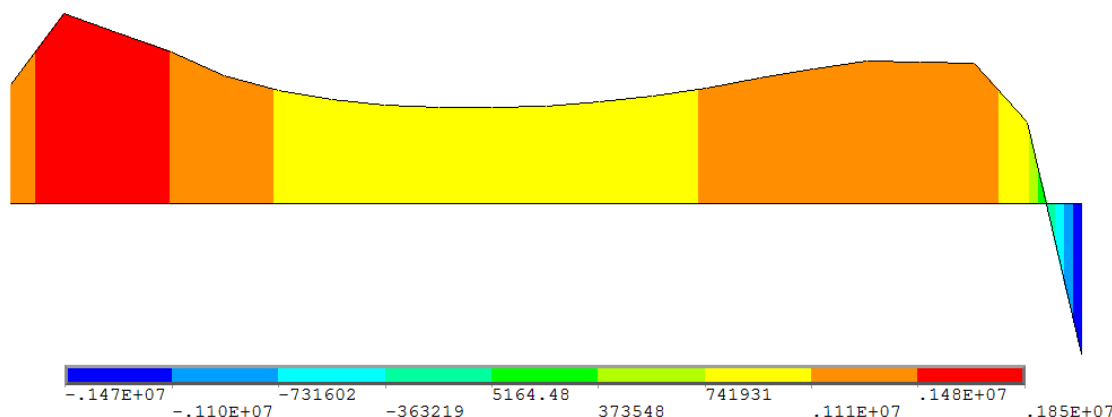
Obr. 6.3 Svar 1 – Smykové napětí τ_{II}



Obr. 6.4 Svar 1 – Smykové napětí $\tau_{II,D}$



Obr. 6.5 Svar 1 – Smykové napětí $\tau_{II,S}$



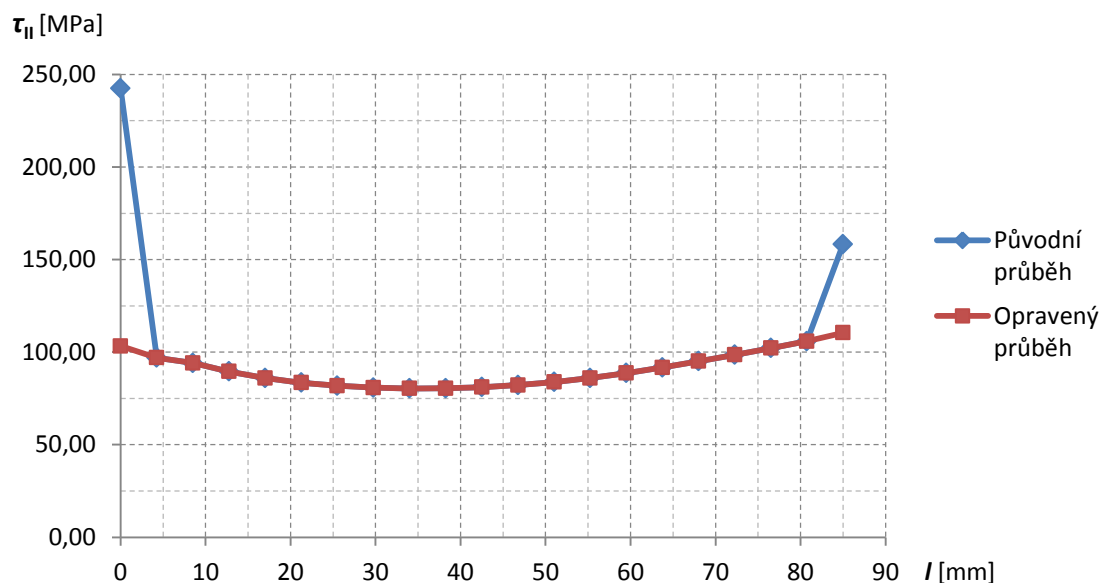
Obr. 6.6 Svar 1 – Smykové napětí $\tau_{II,H}$

Z obr. 6.4 až 6.6 je patrné, že smykové napětí τ_{II} klesá se vzdáleností směrem k povrchu svaru. Nejvyšší napětí vzniká v místě střetnutí účinné plochy svaru a spojovaných materiálů. Po délce poté nejvyšší napětí vzniká na začátku a na konci svaru. Na obrázcích lze vidět, že krajní hodnoty jsou nepřesné v důsledku výpočtového modelu. Metoda konečných prvků dává nepřesná řešení, pokud v modelu vznikají ostré hrany. V tomto místě vzniká koncentrace napětí a ani zhušťování sítě nevede k přesnějším výsledkům. Z toho důvodu se přistoupilo k řešení, kdy krajní hodnoty byly z výsledků odstraněny a zbylé hodnoty dosazeny do grafu v programu MS Excel.

Udělal se spojnice trendu polynomem třetího stupně (6.3), neboť polynom druhého stupně nekopíroval dostatečně přesně průběh napětí.

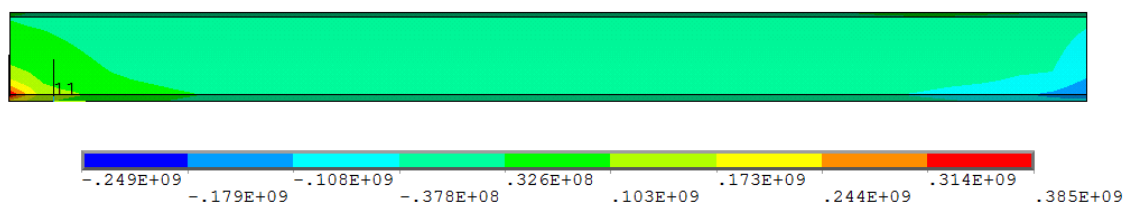
$$y = -74773x^3 + 23786x^2 - 1397,8x + 103,34 \quad (6.3)$$

Poté se extrapolovaly krajní hodnoty a došlo se k výsledku, kdy smykové napětí τ_{II} ve vzdálenosti $l_s = 0$ mm vyšlo $\tau_{II(0)} = 103$ MPa, poté ve vzdálenosti $l_s = 85$ mm $\tau_{II(85)} = 110$ MPa. Původní a opravený průběh smykového napětí lze nalézt v grafu na obr. 6.7. Hodnota 110 MPa se s odchylkou 3,5 % blíží k teoretické hodnotě spočtené ve vztahu (6.2).

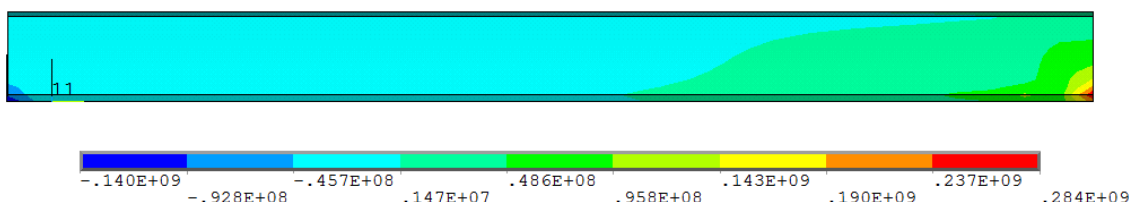


Obr. 6.7 Graf závislosti délky svaru l na smykovém napětí τ_{II}

Pro dokázání, že normálová složka napětí σ_{\perp} a smyková složka τ_{\perp} nejsou rovny nule při zatížení rovnoběžně s rovinou svaru, jak se ve výpočtu předpokládá, jsou na obr. 6.8 a 6.9 znázorněny tyto průběhy na účinné ploše svaru.

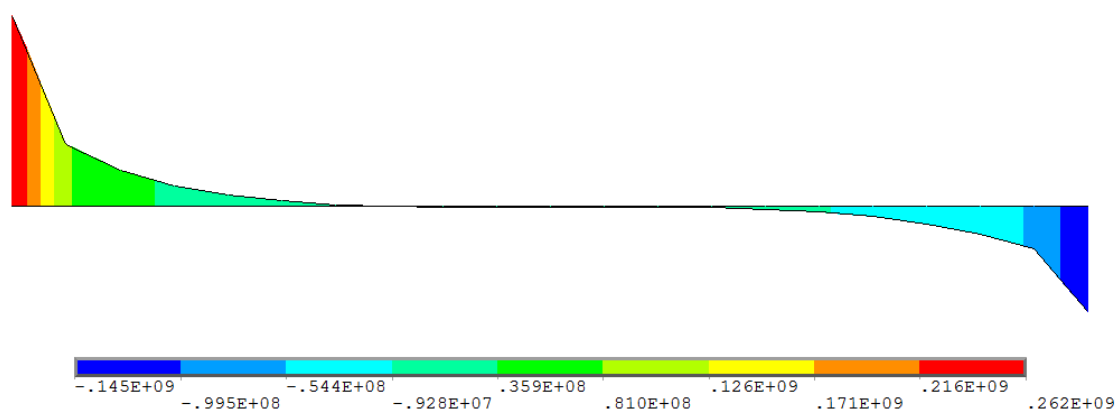


Obr. 6.8 Svar 1 – Normálové napětí σ_{\perp}

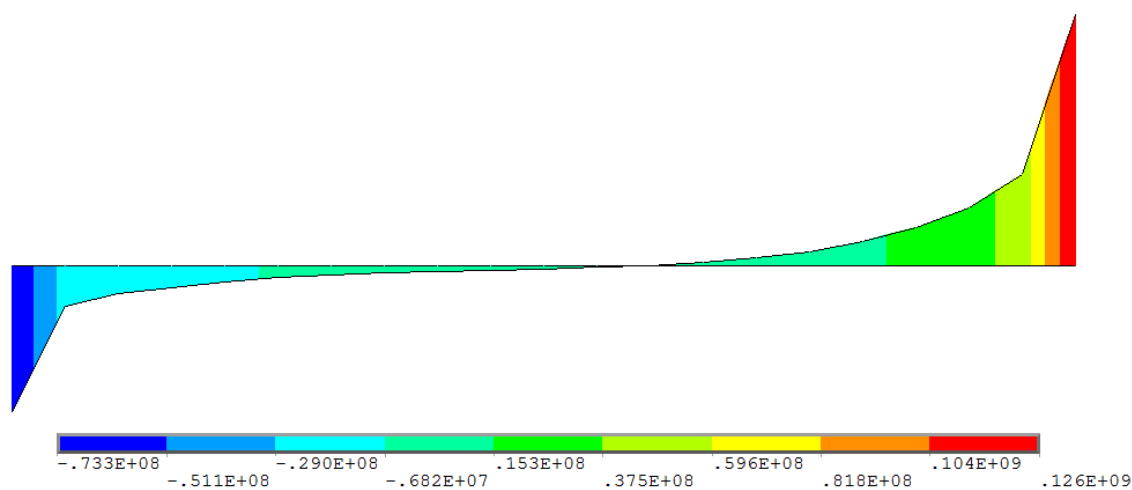


Obr. 6.9 Svar 1 – Smykové napětí τ_{\perp}

Na obr. 6.8 a 6.9 je opět možno vidět, že v okrajích účinné plochy svaru vznikají extrémní napětí, které jsou způsobeny v důsledku geometrie modelu a vzniklé hraně. Napětí poté opět klesá od spodní hrany svaru směrem k horní hraně svaru. Při vykreslení průběhů složek napětí σ_{\perp} a τ_{\perp} na dolní hraně účinné plochy, jsou průběhy při okrajích velmi nepřesné v důsledku zmíněných extrémů (pro názornost na obr. 6.10 složka normálového napětí na dolní hraně $\sigma_{\perp,D}$ a na obr. 6.11 složka smykového napětí na dolní hraně $\tau_{\perp,D}$).



Obr. 6.10 Svar 1 – Normálové napětí $\sigma_{\perp,D}$



Obr. 6.11 Svar 1 – Smykové napětí $\tau_{\perp,D}$

Na zbylé délce svaru dosahují hodnoty o řád nižších hodnot, ani tyto hodnoty by neměly být ve výpočtu zanedbány. Tímto problémem se bude zabývat následující podkapitola.

6.2 Závislost kolmých složek napětí na délce koutového svaru

V předchozí podkapitole bylo ukázáno, že na účinné ploše svaru vznikají kolmé složky napětí σ_{\perp} a τ_{\perp} , i když se v obdobných případech do výpočtu nezahrnují. Tyto složky vznikají, pokud svar neprochází přes celý připojovaný plech, kdy poté vzniká excentricita zatížení a přidaný moment. Velikost těchto složek napětí velmi závisí na délce svaru. Tento vliv bývá do výpočtu zahrnut, pokud se připojují úhelníky a na odstávající přírubě profilu poté vzniká vyšší excentricita a přidaný moment. Úkolem této úlohy je dokázat, že při malých délkách svaru tento vliv není zanedbatelný.

K výpočtu kolmých složek napětí je důležité znát sílu působící na jeden svar, kterou známe ze vzorce (6.1). Moment M vzniklý v důsledku excentricity vypočteme poté ze vzorce (6.4).

$$M = F \frac{t}{2} = 68000 \frac{0,016}{2} = 544 \text{ Nm} \quad (6.4)$$

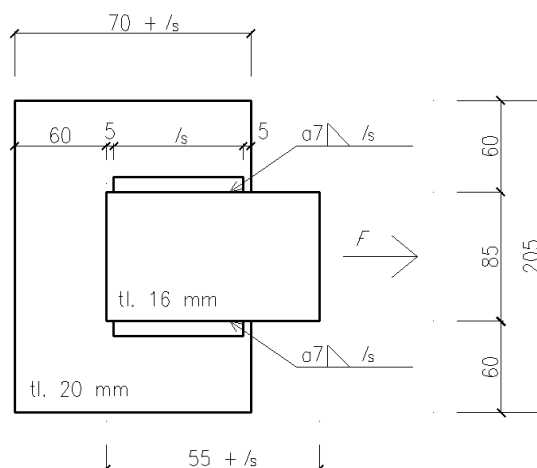
K výpočtu napětí od momentu σ_M (6.5) potřebujeme znát průřezový modul účinné plochy svaru W , který je závislý na účinné šířce svaru a_s a účinné délce svaru l_s . Výpočet je uveden bez dosazení, neboť proměnná l_s se bude ve všech modelech měnit. Napětí od momentu se poté rozloží do kolmých složek napětí σ_{\perp} a τ_{\perp} podle vzorce (6.6).

$$\sigma_M = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{1}{6} a_s l_s^2} \quad (6.5)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_M}{\sqrt{2}} \quad (6.6)$$

Geometrie je obdobná jako v předchozí podkapitole, pouze se mění velikost účinné délky svaru l_s (viz obr. 6.12).

Svar 2



Obr. 6.12 Geometrie modelu svar 2

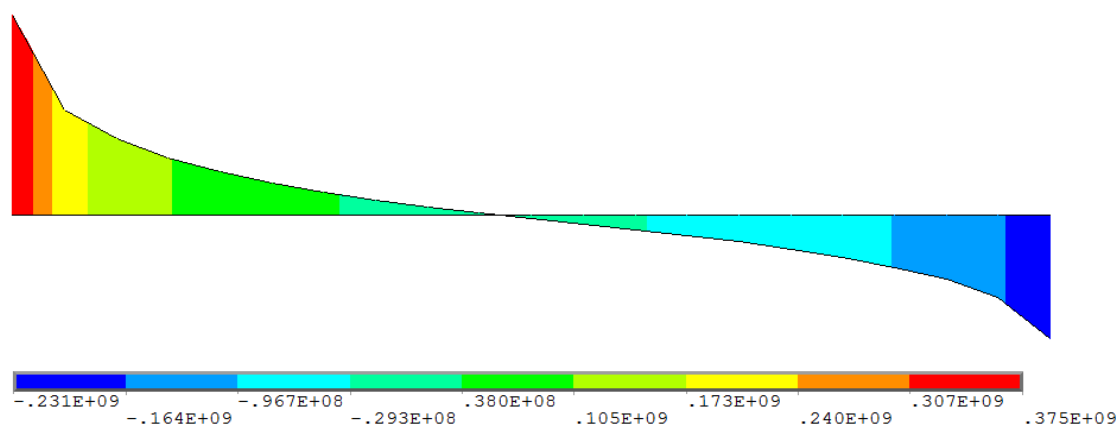
Konečné prvky byly zvoleny SOLID 185, materiálové charakteristiky nastaveny pro ocel $E = 210$ GPa a $\nu = 0,3$. Zatížení bylo uvažováno jako tahové napětí σ_a o velikosti 100 MPa. Okrajové podmínky nastaveny jako vetknutí, na levé straně plechu. Vše obdobně jako v úloze svar 1.

Modelů je uvažováno 10, kde první model odpovídá zaokrouhleně minimální délce svaru pro danou účinnou šířku svaru $a_s = 7$ mm, dále se postupuje po 50 mm. Sledovány byly kolmé složky napětí σ_\perp a τ_\perp , všechny hodnoty lze přehledně nalézt v tabulce 6.1. Výsledky jsou zaznamenány pouze pro dolní hranu účinné plochy svaru, neboť na této hraně se vyskytují maximální napětí.

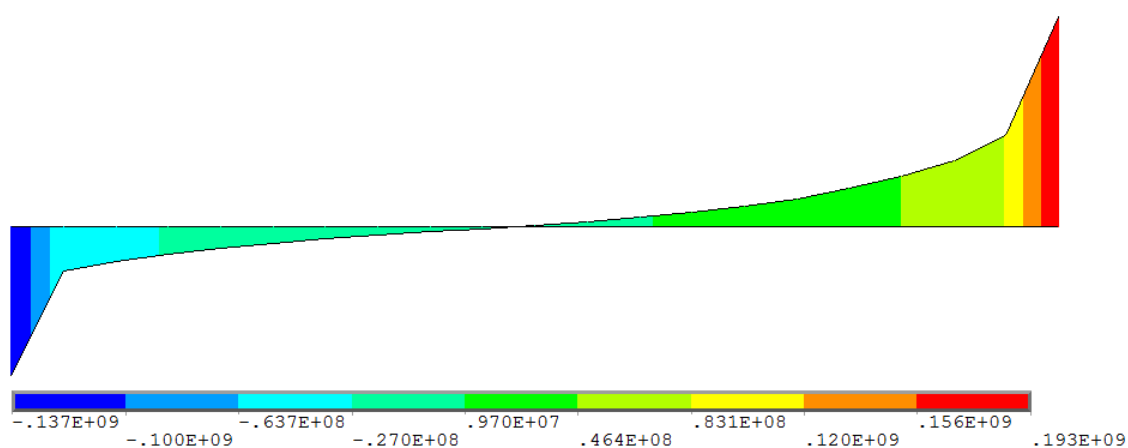
Tab. 6.1 *Přehled výsledků Svar 2*

Označení modelu	Účinná délka svaru l_s [mm]	Napětí od momentu σ_M [MPa]	Kolmé složky napětí spočtené $\sigma_{\perp,s} = \tau_{\perp,s}$ [MPa]	Normálové napětí kolmé σ_{\perp} [MPa]	Smykové napětí kolmé τ_{\perp} [MPa]
LS1	50	186	131	375	193
LS2	100	46,6	33,0	161	113
LS3	150	20,7	14,7	108	91,1
LS4	200	11,7	8,24	95,4	86,1
LS5	250	7,46	5,28	89,8	83,8
LS6	300	5,18	3,66	86,6	82,3
LS7	350	3,81	2,69	85,9	82,0
LS8	400	2,91	2,06	85,4	81,8
LS9	450	2,30	1,63	85,1	81,6
LS10	500	1,87	1,32	85,0	81,5

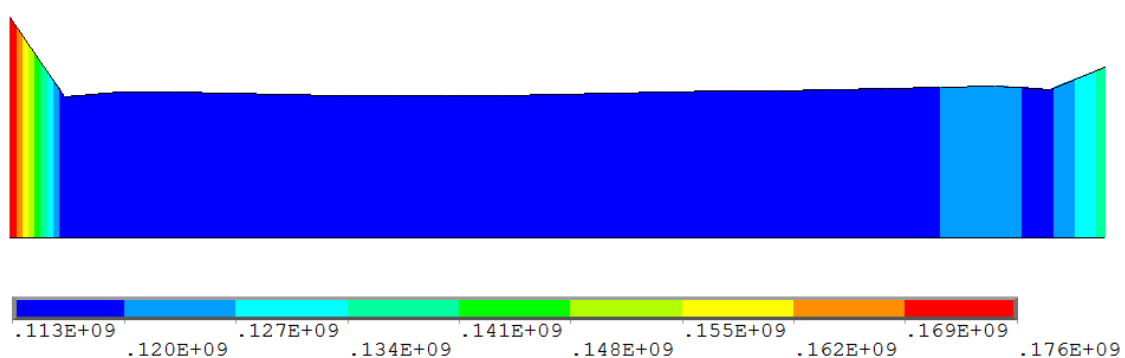
Na obr. 6.13 – 6.18 jsou zaznamenány graficky průběhy jednotlivých složek napětí pro model LS1 a model LS10. Vzhledem k nepřesnosti výsledků na okrajích svaru, nejsou zaznamenány výsledky graficky pro všechny modely. Jedná se pouze o ilustrativní příklady, jaký se mění průběh napětí při krátkém a dlouhém svaru.



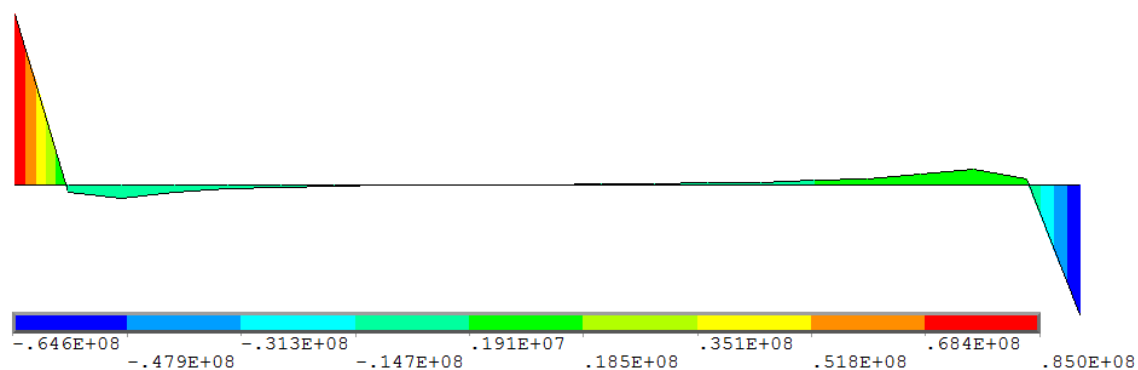
Obr. 6.13 Svar 2 LS1 – Normálové napětí σ_{\perp}



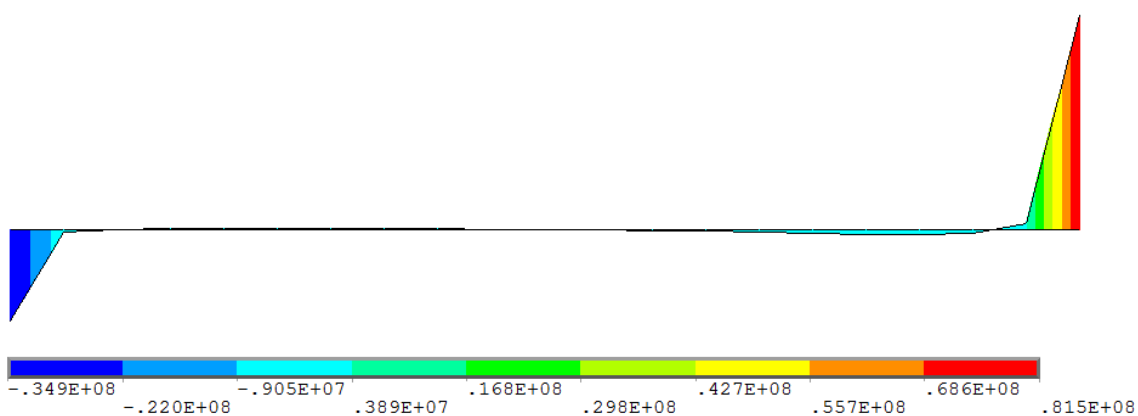
Obr. 6.14 Svar 2 LS1 – Smykové napětí τ_{\perp}



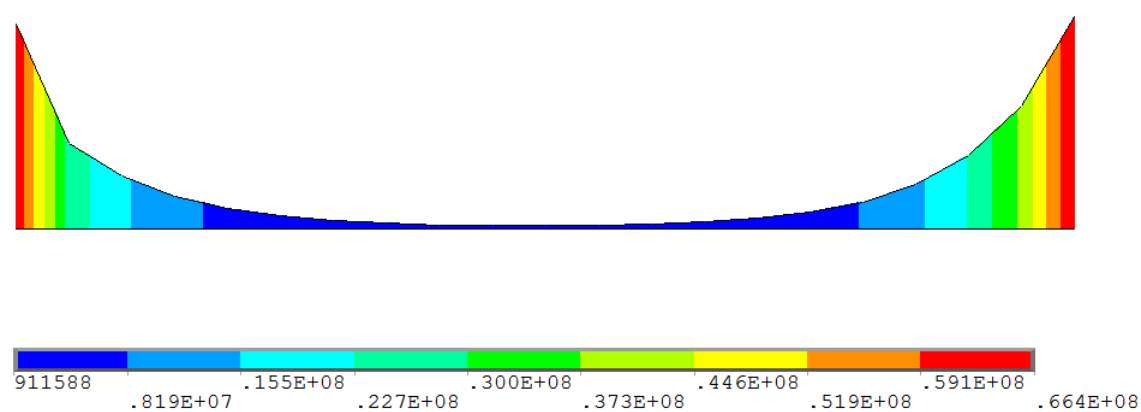
Obr. 6.15 Svar 2 LS1 - Smykové napětí τ_{\parallel}



Obr. 6.16 Svar 2 LS10 – Normálové napětí σ_{\perp}



Obr. 6.17 Svar 2 LS10 – Smykové napětí τ_{\perp}



Obr. 6.18 Svar 2 LS10 - Smykové napětí τ_{\parallel}

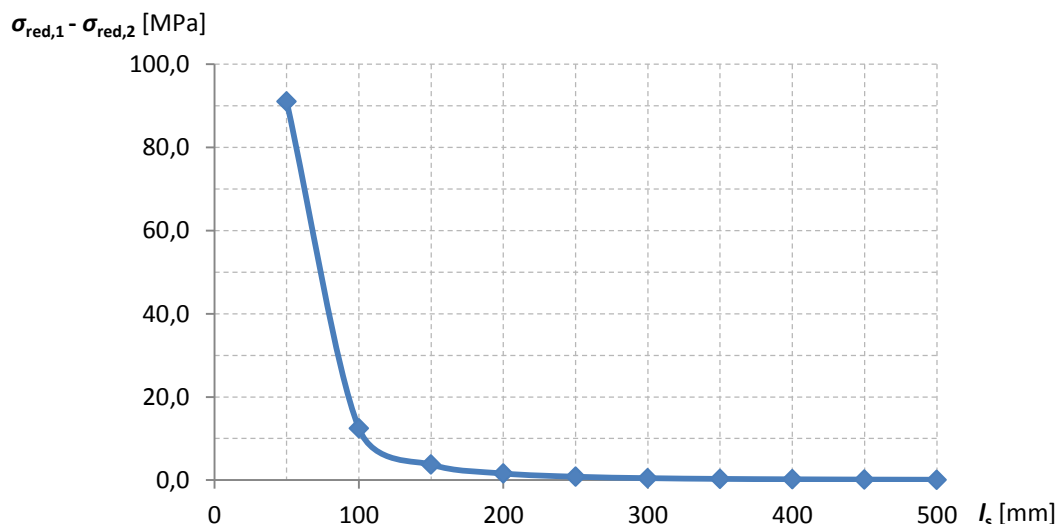
Z obr. 6.13 a 6.14 je patrné, že při krátké délce svaru kolmé složky napětí σ_{\perp} a τ_{\perp} mají výrazný průběh napětí a dosahují ve svaru řádově stejných hodnot, jak u složky napětí rovnoběžné τ_{\parallel} na obr. 6.15. Naopak u dlouhého svaru na obr. 6.16 a 6.17 je patrné, že kolmé složky napětí mají nevýrazný průběh napětí, dalo by se říct, že jsou zanedbatelné. To dokazují i o řád nižší hodnoty oproti smykové složce τ_{\parallel} na obr. 6.18.

V tabulce 6.2 lze nalézt vypočtené jednotlivé složky napětí a posouzení podle podmínky (2.21) se zahrnutím všech složek napětí, označené jako redukované napětí $\sigma_{\text{red},1}$, a také s vyloučením kolmých složek napětí σ_{\perp} a τ_{\perp} , označené jako redukované napětí $\sigma_{\text{red},2}$.

Tab. 6.2 Posouzení svaru

Účinná délka svaru l_s [mm]	Kolmé složky napětí $\sigma_{\perp,s} = \tau_{\perp,s}$ [MPa]	Rovnoběžné složky napětí τ_{\parallel} [MPa]	Redukované napětí $\sigma_{\text{red},1}$ [MPa]	Redukované napětí $\sigma_{\text{red},2}$ [MPa]	Rozdíl v redukovaných napětích $\sigma_{\text{red},1} - \sigma_{\text{red},2}$ [MPa]
50	131	194	427,6	336,5	91,1
100	33,0	97,1	180,7	168,3	12,4
150	14,7	64,8	115,9	112,2	3,7
200	8,24	48,6	85,7	84,1	1,6
250	5,28	38,9	68,1	67,3	0,8
300	3,66	32,4	56,6	56,1	0,5
350	2,69	27,8	48,4	48,1	0,3
400	2,06	24,3	42,3	42,1	0,2
450	1,63	21,6	37,5	37,4	0,1
500	1,32	19,4	33,8	33,7	0,1

Z tabulky 6.2 je možno vidět, že při krátkých účinných délkách svaru l_s , v tomto případě do délky 150 mm, je výrazný rozdíl mezi redukovaným napětím se zahrnutím kolmých složek napětí a bez nich. To dokazuje, že při krátkých délkách svaru, a pokud neprochází svar přes celou tloušťku spojovaného materiálu, by se tyto složky napětí neměly do výpočtu opomenout.



Obr. 6.19 Graf závislosti délky svaru l_s na rozdílu v napětích $\sigma_{red,1} - \sigma_{red,2}$

V grafu na obr. 6.19 lze pak názorně vidět, jak se mění rozdíl v redukovaných napětích $\sigma_{red,1} - \sigma_{red,2}$ při změně délky svaru l_s . Při délce svaru 100 mm činí rozdíl 12,4 MPa (přibližně 7 %), při vzdálenosti 150 mm činí rozdíl pouze 3,7 MPa (přibližně 3 %), což by již mohl být zanedbatelný rozdíl. Při vyšší vzdálenosti pak rozdíl není prakticky pozorovatelný.

7 ZÁVĚR

Tato diplomová práce byla zaměřená na nejpoužívanější spoje ocelových konstrukcí, kterými jsou spoje šroubové a svarové. V kapitole 2 je uvedeno, na jakých typech konstrukcí se jednotlivé spoje nejčastěji používají, metodika návrhu, posuzování těchto spojů a konstrukční zásady. U šroubových spojů mezi konstrukční zásady patří hlavně rozteče otvorů pro šroub a vzdálenosti otvorů od okraje stěny.

Právě na zkoumání vzdálenosti otvorů pro šroub od okraje stěny byla zaměřena kapitola 4. Stěny s otvorem byly modelovány pomocí programu ANSYS a bylo zjištěno, že pro přesný výpočet této úlohy dostačuje použití šestnácti konečných prvků podél linie modelu, kdy je výpočet dostatečně přesný a to v úloze rovinné napjatosti i prostorové úloze. Dále bylo zjištěno, že minimální vzdálenosti otvoru od okraje stěny dle normy ČSN EN 1993-1-8 [4] vykazují snižování maximálních posunů při konstantním tahovém napětí, tedy opak od předpokládaného narůstání posunů. Toto zjištění by bylo vhodné v budoucnu doplnit o zkoušky na skutečných modelech. Při minimální doporučené vzdálenosti se již na výsledcích projevilo předpokládané navyšování posunů. Pro doporučené vzdálenosti se zjistila odchylka 10 % v maximálním napětí od hodnoty, která se získá na teoreticky nekonečně velké desce s otvorem. Maximální vzdálenost otvoru od okraje stěny se potvrdila jako vzdálenost, která není ovlivněná otvorem pro šroub. Tedy že další navyšování této vzdálenosti by nepřineslo žádnou změnu ve statickém chování okolí otvoru, pouze zbytečnou spotřebu materiálu.

V kapitole 5 se zkoumal další způsob namáhání a to otláčení šroubového spoje. V této úloze byl jako teoretický základ využit výpočet kontaktů podle Hertze. Tyto vzorce se potvrdily jako pravdivé při následném modelování v programu ANSYS. Vzorce byly ověřeny pro kontakt válce s rovinou a válce s válcovou prohlubní, tedy modely otláčení šroubu v oválném otvoru a klasickém kruhovém. Úloha kontaktu je velmi citlivá na hustotu sítě konečných prvků v okolí předpokládaného kontaktu a na hodnotě normálové penalizace tuhosti „Normal penalty stiffness“ v nastavení kontaktního prvku. Právě správné nastavení normálové penalizace tuhosti je velmi potřebné ke konvergenci výpočtu a malé odchylce od analytického Hertzova vzorce.

V kapitole 6 bylo zkoumáno namáhání svarového spoje, kdy se ověřoval rozklad složek napětí působících na účinné ploše svaru. Při modelování v programu ANSYS se výpočet potýkal s nevýhodou metody konečných prvků, kdy v místě ostrých rohů v modelu vznikají koncentrace napětí. Tato koncentrace se odstranila odebráním extrémních výsledků a následnou extrapolací těchto hodnot podle vypočtené spojnice trendu v programu MS Excel. Maximální hodnota smykového napětí $\tau_{||}$ poté vycházela s malou odchylkou stejně, jako při výpočtu teoretickým vzorcem. Maximální smyková napětí se nachází na začátku a konci svaru, směrem k povrchu svaru se poté napětí zmenšuje. Zbylé složky napětí, které se ve výpočtu uvažují jako nulové, se nepodařilo ověřit v důsledku ovlivnění výsledků právě extrémy napětí vzniklými výpočtem. Bylo však dokázáno, že kolmé složky napětí ve svaru vznikají a pouze jsou zanedbatelné od určité délky svaru. Při krátkých svarech tyto složky napětí mají výrazný vliv na posudek.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KARMAZÍNOVÁ, Marcela. *Prvky kovových konstrukcí: Spoje kovových konstrukcí* [online]. VUT v Brně, FAST, 2005 [cit. 2016-01-14]. Elektronická opora.
- [2] Momentový spoj. *Spoje ocelových konstrukcí* [online]. VUT v Brně, FAST: Ing. Václav Röder [cit. 2016-01-14]. Dostupné z:
<http://ocel.wz.cz/fotky/fotogalerie.php?jaka=momentovy-spoj>
- [3] Koutový svar. *Spoje ocelových konstrukcí* [online]. VUT v Brně, FAST: Ing. Václav Röder [cit. 2016-01-14]. Dostupné z:
<http://ocel.wz.cz/fotky/fotogalerie.php?jaka=koutove-svary>
- [4] ČSN EN 1993-1-8: Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-8: Navrhování styčníků. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [5] ČSN EN ISO 4014: Spojovací součásti - Šrouby se šestihrannou hlavou. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [6] ČSN EN ISO 4017: Spojovací součásti - Šrouby se šestihrannou hlavou se závitem k hlavě. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [7] Svarové spoje. *Spoje ocelových konstrukcí* [online]. VUT v Brně, FAST: Ing. Václav Röder [cit. 2016-01-14]. Dostupné z:
<http://ocel.wz.cz/svarove-spoje/koutovy-svar.php>
- [8] JIRÁSEK, Milan a Jan ZEMAN. *Přetváření a porušování materiálů: Dotvarování, plasticita, lom a poškození*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 2010. ISBN 978-80-01-03555-9.
- [9] MAREK, Jakub. *Simulátor Hertzova kontaktu*. Brno, 2011. Diplomová práce. VUT: Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Prof. Ing. MARTIN HARTL, Ph.D.
- [10] SAS IP, Inc.: *Návod na programového systému ANSYS 15.0*. 2013

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	Délka plného dříku šroubu
A	Plocha průřezu
A_k	Kontaktní oblast
a_s	Účinná výška svaru
A_s	Plocha průřezu šroubu
b	Délka závitu šroubu
$B_{p,Rd}$	Únosnost šroubu v protlačení
b_s	Rozteč závitů šroubu
d	Průměr dříku šroubu
d_0	Průměr otvoru pro šroub
d_m	Střední průměr kružnice opsané a vepsané šestihranu hlavy šroubu nebo matice
e	Průměr kružnice opsané hlavy šroubu
E	Modul pružnosti materiálu v tahu
e_1, e_2	Vzdálenost otvoru k okraji prvku
E_{red}	Redukovaný modul pružnosti materiálu v tahu
F	Normálová síla
$F_{b,Rd}$	Únosnost šroubu v otláčení
FKN	Normálová penalizace tuhosti „Normal penalty stiffness“
$F_{p,c}$	Předpínací síla
$F_{s,Rd}$	Únosnost v prokluzu
$F_{s,Rd,ser}$	Únosnost v prokluzu v mezním stavu použitelnosti
$F_{t,Ed}$	Návrhová tahová síla
$F_{t,Rd}$	Únosnost šroubu v tahu
f_{ub}	Mez pevnosti oceli v tahu
$F_{v,Ed}$	Návrhová smyková síla
$F_{v,Ed,ser}$	Návrhová smyková síla v mezním stavu použitelnosti
$F_{v,Rd}$	Únosnost šroubu ve stříhu

$f_{vw,d}$	Návrhová pevnost svaru ve smyku
$F_{w,Ed}$	Návrhová síla působící na jednotku délky svaru
$F_{w,Rd}$	Návrhová únosnost svaru na jednotku délky
f_y	Mez kluzu spojovaných prvků
f_{yb}	Mez kluzu oceli
k	Výška hlavy šroubu
k_1	Součinitel zohledňující umístění otvorů šroubů
k_2	Součinitel zohledňující zapuštění šroubu
k_s	Součinitel tvaru otvoru
l	Délkou dřívku šroubu
l_s	Účinná délka svaru
M	Moment
n	Počet třecích ploch
p_0	Kontaktní napětí
p_1, p_2	Rozteč mezi otvory pro šroub
q, r	Lokální souřadné osy
R_1, R_2	Poloměr koule nebo válce
R_e	Ekvivalentní poloměr
s	Průměr kružnice vepsané hlavy šroubu
t	Tloušťka průřezu
u_{sum}	Celkový posun
u_x, u_y	Posun ve směru osy x, y
V_{Ed}	Působící návrhová síla
W	Průřezový modul účinné plochy svaru
x, y, z	Souřadné osy
α	Úhel svírající dvě spojované části
α_b	Součinitel zohledňující umístění otvorů šroubů
α_e	Násobek průměru otvoru d_0
α_v	Součinitel třídy jakosti materiálu

β_w	Součinitel korelace
γ_{M2}	Součinitel materiálu
γ_{M3}	Součinitel materiálu
μ	Součinitel tření
ν	Součinitel příčné kontrakce (Poissonův součinitel)
π	Ludolfovo číslo, $\pi = 3,141592$
σ_{\perp}	Normálové napětí kolmé k ose svaru
σ_a	Zatížení tahovým napětím
σ_M	Napětí od momentu
σ_{\max}	Maximální normálové napětí
σ_{red}	Misesovo napětí
σ_t	Normálové napětí působící rovnoběžně s lokální osou
σ_x, σ_y	Normálové napětí ve směru osy x, y
τ_{\perp}	Smykové napětí kolmé k ose svaru
τ_{\parallel}	Smykové napětí rovnoběžné s osou svaru
$\tau_{\parallel,D}$	Smykové napětí rovnoběžné s osou svaru při dolní hraně svaru
$\tau_{\parallel,H}$	Smykové napětí rovnoběžné s osou svaru při horní hraně svaru
$\tau_{\parallel,S}$	Smykové napětí rovnoběžné s osou svaru v ose symetrie
τ_{xy}	Smykové napětí xy